

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

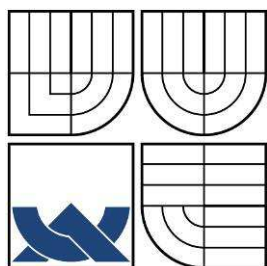
PŘEVODOVKA MOBILNÍ ELEKTROCENTRÁLY

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ROMAN KOLKA

BRNO 2008



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

PŘEVODOVKA MOBILNÍ ELEKTROCENTRÁLY

GEARBOX FOR PORTABLE POWER GENERATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS



AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ROMAN KOLKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. FRANTIŠEK BRADÁČ, Ph.D.

BRNO 2008

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT:

Vypracovaný projekt předkládá komplexní návrh převodovky přenosné mobilní elektrocentrály určené k provádění předletové přípravy vrtulníků. Vlastní řešená převodovka je navržena v souladu se zadanými hodnotami, které vychází z požadovaných elektrických parametrů elektrocentrály jako celku a dále s ohledem na parametry hnacího turbínového motoru. V úvodní části projektu je s ohledem na zadané parametry a konstrukční dispozice proveden návrh kinematického schématu soukolí, ze kterého následně vychází celá koncepce a výsledná podoba převodovky. V dalších etapách projektu je provedena optimalizace ozubení, návrh uložení kol převodovky a návrh olejového systému. Realizační část projektu spočívá v komplexním konstrukčním návrhu převodovky, který je proveden v 3D prostředí Pro/Engineer. V závěru projektu je stručně zhodnocen celý konstrukční návrh a dále jsou přiblíženy úvodní provozní zkušenosti s vyrobenou a zkoušenou převodovkou.

ABSTRACT:

The submitted project deals with a complete design of a gearbox of a portable ground power generator designed for preflight preparation of helicopters. The gearbox has been designed to meet given specifications, which are based on required electrical parameters of the entire power unit and with regards to parameters of driving turbine engine. The introductory section deals with a kinematical design of transmission gears with regards to required parameters and design constraints. The kinematical design determines whole concept and resulting form of the gearbox. Next part deals with optimization of gearing, the design of wheel bearing, and design of oil system. The implementation part of the project consists in the engineering design of the gearbox, which was made in 3D environment Pro/Engineer. The design is reviewed and first operational results of manufactured and tested gearbox are discussed in the concluding section of this work.

KLÍČOVÁ SLOVA

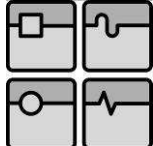
Převodovka, turbomotor, kolo, ozubení, ložisko, skříň, modul, hřídel, příruba.

KEYWORDS

Gearbox, turbo engine, wheel, gearing, bearing, case, shaft, flange.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOLKA, R. *Převodovka mobilní elektrocentrály*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Bradáč, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Převodovka mobilní elektrocentrály*“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu použitých zdrojů.

20. května 2008

.....

Roman KOLKA

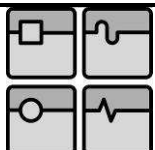
		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

PODĚKOVÁNÍ

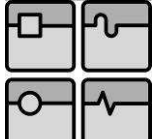
Děkuji tímto vedoucímu diplomové práce Ing. Františku Bradáčovi, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení při zpracování diplomové práce. Dále děkuji mé rodině za všeobecnou podporu, kterou mi během studia poskytla.

OBSAH

	Strana:
Obsah	1
1 Úvod.....	3
2 Zadané parametry, výrobní předpoklady	4
2.1 Pohonná jednotka	4
2.2 Požadavky na implementaci převodovky do sestavy zdroje.....	5
3 Konstrukční řešení převodovky	5
3.1 Návrh konstrukčního řešení převodovky	5
3.2 Kinematické schéma převodovky, volba ozubení.....	6
3.3 Návrh a výpočet soukolí převodovky	7
3.4 Volba typu ozubení a konstrukční dispozice	8
3.4.1 Kontrola navrženého modulu.....	9
3.5 Volba materiálu, maziva, způsob mazání	10
3.6 Volba základních parametrů ozubení, volba technologie výroby ozubení	11
3.7 Optimalizace ozubení.....	11
3.7.1 Vyrovnávání měrných skluzů	12
3.7.2 Součinitel záběru.....	14
3.7.3 Výpočet rozměrů soukolí v obecném řetězci ozubených kol	15
3.7.4 Vlastní optimalizace soukolí.....	15
3.7.5 Výsledek geometrické optimalizace soukolí	18
3.7.6 Lícování soukolí	19
3.7.7 Kontrola ozubení na provozní a výrobní interferenci	20
3.8 Pevnostní kontrola ozubení.....	21
3.8.1 Pevnostní kontrola soukolí „Hnací kolo – Mezikolo“	23
3.8.2 Pevnostní kontrola soukolí „Mezikolo – kolo AC generátoru“	29
3.8.3 Pevnostní kontrola soukolí „Mezikolo – kolo DC generátoru“.....	32
3.8.4 Výsledek pevnostní optimalizace soukolí.....	35
4 Návrh převodovky	36
4.1 Řešení olejového okruhu.....	36
4.2 Volba ložisek.....	40
4.3 Řešení skříně převodovky	41
4.4 Výpočet trvanlivosti ložisek.....	42
4.5 Výpočet zatížení ložisek	43
4.5.1 Zatížení a trvanlivost ložisek hnacího hřídele	45
4.5.2 Zatížení a trvanlivost ložisek mezikola	46
4.5.3 Zatížení a trvanlivost ložisek kola AC generátoru.....	47
4.5.4 Zatížení a trvanlivost ložisek kola DC generátoru.....	48
4.5.5 Vyhodnocení trvanlivosti ložisek a jejich vhodnosti.....	49
5 Pevnostní kontrola ozubených kol	50
5.1 Hnací hřídel	50
5.2 Mezikolo	51
5.3 Kolo AC generátoru	52
5.4 Kolo DC generátoru	53
5.5 Výsledek pevnostní kontroly.....	53
6 Popis konstrukce převodovky	54
6.1 Uložení ozubených kol.....	54
6.1.1 Uložení hnacího hřídele	54

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.1.2	Uložení mezikola	55
6.1.3	Uložení kol AC a DC generátoru	56
6.2	Řešení olejového okruhu	56
6.2.1	Olejová nádrž	57
6.2.2	Čerpadlo oleje	58
6.2.3	Systém mazání ložisek a záběrů kol	59
6.2.4	Propojení mazacího okruhu převodovky	60
6.3	Zhodnocení navrhovaného řešení	61
Závěr	62
Použité zdroje	63
Seznam použitých zkratk a symbolů.....		64
Seznam příloh		68

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 Úvod

Vrtulníkové letectvo používá v podmínkách stálé základny technické podpůrné prostředky pro provádění předletové přípravy vrtulníků. Jedná se o letištní zdroje elektrické energie - mobilní elektrocentrály, které jsou koncipovány jako nástavby nákladních automobilů. Koncepce stávajících autonomních energetických letištních zdrojů je založena na pístovém spalovacím motoru pohánějícím střídavý elektrický generátor 115/200 V - 400 Hz. Kromě dodávky střídavého proudu musí zdroj zvládat i dodávku stejnosměrného proudu 28,5 V. To je u stávajících zdrojů zajištěno použitím usměrňovačů. Tyto „standardní“ letištní zdroje se vyznačují poměrně vysokou hmotností, která se pohybuje v řádech jednotek tisíců kilogramů (podle typu 2 ÷ 5 tun). V letištních podmínkách nepředstavuje hodnota hmotnosti a velikosti energetického zdroje žádný omezující faktor. Problém nastává, pokud dojde např. k poruše vrtulníku, který musí nouzově přistát. Po opravě je nutno dle platných předpisů prověřit jednotlivé systémy vrtulníku. Tyto činnosti jsou energeticky zabezpečeny autonomními letištními zdroji. Proto se musí na místo dopravit nákladní automobil, který je vybaven příslušnou energetickou nástavbou. V případě nepřístupného terénu se jedná o těžko řešitelný problém.

Rovněž zahraniční mírové mise vrtulníkového letectva jsou odkázány na stávající letištní energetické prostředky, které se na místo určení složitě dopravují po železnici a vlastní ose. Mobilita stávajících letištních zdrojů je tak závislá na přítomnosti použitelných komunikací. Dále přeprava takovýchto zdrojů po vlastní ose v místech působení mírových misí, může znamenat rovněž bezpečnostní riziko.

Jednou z možností redukce velikosti a hmotnosti pozemních letištních zdrojů elektrické energie je náhrada pístového spalovacího motoru motorem turbínovým. Rozměry a hmotnost turbínového motoru, široká aplikace lehkých slitin a použití samostatných zdrojů (elektrických generátorů) střídavého a stejnosměrného proudu umožňují realizovat letištní zdroj elektrické energie, který je svými výkonovými parametry plně srovnatelný se stávajícími letištními zdroji. Hmotnost a rozměry takového zdroje umožňují realizovat jeho přepravu přímo na palubě vrtulníku. Mobilita takového energetického zdroje je díky celkové hmotnosti do 200 kg zajištěna přímo osádkou vrtulníku.

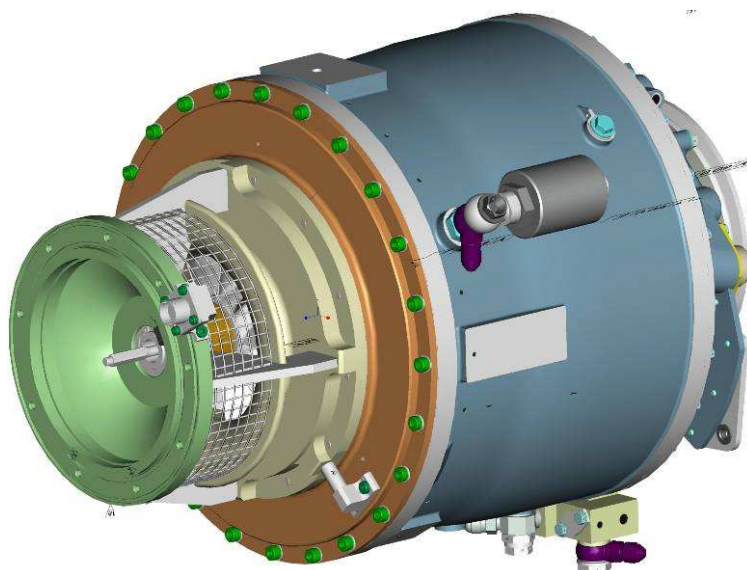
Předmětem řešení této diplomové práce je návrh převodovky mobilní elektrocentrály (pozemního letištního zdroje), která je vybavena turbínovým pohonem. Úkolem převodovky je přenos kroutícího momentu z hřídele turbíny na dvojici elektrických generátorů (AC generátor 115/200 V - 400 Hz a DC generátor 28,5 V). Převodovka musí dále obsahovat olejový okruh pro mazání soukolí převodovky a pro chlazení ložisek převodovky a turbomotoru. Z konstrukčního hlediska je požadována maximální kompaktnost a jednoduchost návrhu převodovky.

2 Zadané parametry, výrobní předpoklady

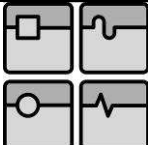
- 1) Převodovka bude poháněna turbomotorem, který má pro zadanou aplikaci provozní otáčky v rozmezí 40 000 – 41 000 min⁻¹ a maximální výkon 40 kW.
- 2) K převodovce budou připojeny dva elektrické generátory. Maximální přenášený výkon/požadované otáčky el. generátoru:
 - AC generátor, 14 kW/12 000 min⁻¹
 - DC generátor 16 kW/9500 – 10 500 min⁻¹
- 3) Z hlediska životnosti musí být interval převodovky do GO min. 750 provozních hodin, celkový počet GO - 3, t.j. požadovaná životnost min. 3000 provozních hodin.
- 4) Převodovka bude součástí zařízení, kde se očekává kusová až malosériová výroba

2.1 Pohonná jednotka

Pro pohon pozemního letištního zdroje je určena pohonná jednotka – turbomotor. Důvod jeho použití je specifikován v kap. 1. Mezi hlavní přednosti turbomotoru patří nízká hmotnost a malé rozměry. Nevýhodou (ve srovnání s klasickými pístovými spalovacími motory) je vyšší spotřeba paliva a hluchnost. Pro účel, k němuž je pozemní zdroj určen, nepředstavují tyto negativa podstatný omezující faktor. Použitý turbomotor vznikl odvozením z letecké pomocné energetické jednotky (APU – Auxiliary Power Unit). Jedná se o turbínový motor, sestávající z jednostupňového radiálního kompresoru a dvoustupňové axiální turbíny. Palivem je letecký petrolej, v případě nouze motorová nafta. Rozměry turbomotoru (průměr x délka) 350x400, hmotnost 22 kg. Podle příslušné modifikace může mít turbomotor pracovní otáčky 40 000 min⁻¹ až 53 000 min⁻¹, dosahovaný výkon na hřídeli (MSA) 40 kW až 100 kW.



Obr. 2.1 Turbomotor TE 40

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.2 Požadavky na implementaci převodovky do sestavy zdroje

Základním požadavkem na letištní zdroj je minimalizace celkových rozměrů a hmotnosti. Tento požadavek se v plném rozsahu vztahuje i na projektovanou převodovku. Převodovka musí být navržena tak, aby se bez potřeby jakéhokoliv mezikusu připojila k výstupní přírubě turbomotoru, pokud možno bez potřeby jeho jakékoliv modifikace. Vlastní přenesení kroutícího momentu mezi výstupním hřídelem turbomotoru a převodovkou bude provedeno pomocí propojovací spojky (tzv. torzní hřídele), která je součástí sestavy turbomotoru. Mezi další požadavky na funkci převodovky je zajištění mazání a chlazení ložisek a soukolí převodovky a turbomotoru. Turbomotor totiž nemá vlastní olejový okruh. Jeho olejový okruh je podle příslušné aplikace vždy integrován do celkové sestavy pohonné jednotky. Při návrhu olejového okruhu převodovky musí být tedy respektovány požadavky na mazání a chlazení ložisek turbomotoru.

3 Konstrukční řešení převodovky

3.1 Návrh konstrukčního řešení převodovky

Vlastní návrh a uspořádání převodovky je ovlivněn jednak rozměry elektrických generátorů a dále jejich připojovacími rozměry a způsobem připojení. S ohledem na rozměry el. generátorů a poloze jejich výstupních elektrických svorkovnic se prakticky nabízí jediná možnost umístění generátorů a to v poloze „vedle sebe“. Ostatní uvažované polohy generátorů (nad sebou a do „úhlopříčky“) jsou prostorově nevhodné. Poloha generátorů „vedle sebe“ je prostorově výhodná i v kontextu s rozměry vlastního turbomotoru. Oba elektrické generátory mají stejný smysl otáčení – vpravo při pohledu od chladících ventilátorů generátorů. Turbomotor má smysl otáčení vpravo při pohledu na výstupní hřídel. Z toho plyne, že smysl otáčení turbomotoru a el. generátorů je stejný. Střídavý generátor (dále jen AC generátor) musí mít provozní otáčky $12\,000\text{ min}^{-1}$ z důvodu požadavku frekvence AC sítě - 400 Hz. AC generátor je synchronní alternátor a frekvence generovaného střídavého napětí je přímo úměrná otáčkám. Stejnoseměrný generátor (dále jen DC generátor) je sériový motor, který kromě provozní funkce v generátorovém režimu pracuje jako spouštěč turbomotoru v motorickém režimu. Jeho požadované pracovní otáčky jsou v rozmezí od $9\,500\text{ min}^{-1}$ do $10\,500\text{ min}^{-1}$.

Z těchto skutečností vyplývá, že převodovka bude mít na jedné straně dva silové výstupy pro připojení el. generátorů a na protější straně se bude nacházet hnací hřídel převodovky, který bude poháněn od turbomotoru.

Co se týče olejového okruhu je nutné respektovat zástavbové rozměry turbogenerátoru a navrhnout maximálně kompaktní řešení, kdy všechny potřebné komponenty včetně čerpadla oleje a nádrže budou součástí převodovky.

Z výše uvedeného plyne, že návrh převodovky bude proveden dle následujících kroků:

1. Návrh kinematického schématu
2. Volba ozubení
3. Optimalizace ozubení
4. Návrh olejového okruhu
5. Návrh vlastní podoby převodovky

3.2 Kinematické schéma převodovky, volba ozubení

Ze zadaných otáček turbomotoru a pracovních otáček generátorů plyne, že celkové převodové číslo $u_{(AC)}$ AC silového výstupu bude v rozmezí:

$$u_{(AC)} = \frac{n_{AC \text{ generatoru}}}{n_{\text{turbomotoru}}} \quad (3.1)$$

$$u_{(AC)} = \frac{12000}{40000 \div 41000} = 1:3,333 \div 1:3,416$$

Celkové převodové číslo DC silového výstupu:

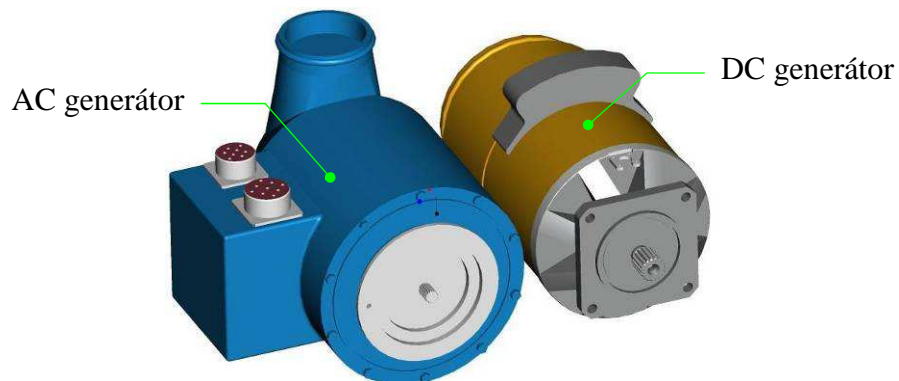
$$u_{(DC)} = \frac{n_{DC \text{ generatoru}}}{n_{\text{turbomotoru}}} \quad (3.2)$$

$$u_{(DC)} = \frac{9500 \div 10500}{40000 \div 41000} = 1:3,810 \div 1:4,210$$

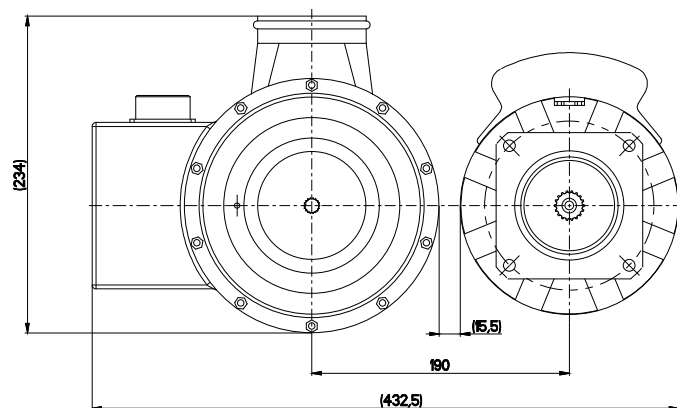
Návrh kinematického schématu převodovky bude tedy zásadně ovlivněn:

- 1) Intervalem požadovaného převodového čísla silových os AC a DC generátoru
- 2) Osovou vzdáleností elektrických generátorů, která vychází z jejich rozměrových relací

Hlediskem pro stanovení přibližné minimální osově vzdálenosti el. generátorů je možnost jejich montáže do sestavy převodovky při respektování orientace svorkovnic generátorů a jejich vzájemné orientace. Z náčrtu na obr. 3.2 plyne přibližná minimální osová vzdálenost generátorů 190 mm.



Obr. 3.1 Elektrické generátory (osová vzdálenost 190 mm)



Obr. 3.2 Elektrické generátory v minimální osové vzdálenosti

3.3 Návrh a výpočet soukolí převodovky

Při počátečním návrhu převodovky je především nutná rekapitulace zadaných veličin a parametrů, t.j.:

- požadovaný převodový poměr
- režim zatížení
- požadovaná životnost a spolehlivost
- konstrukční, výrobní a provozní požadavky

Vlastní řešení je potom možné rozdělit do následujících bodů:

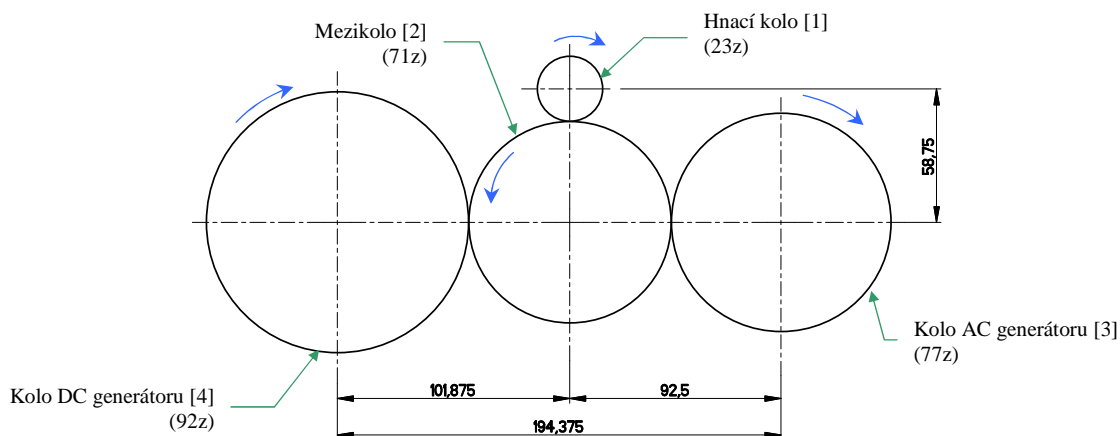
- Volba typu ozubení a konstrukční dispozice
- Volba materiálu, maziva a způsobu mazání
- Volba základních parametrů ozubení, volba technologie výroby ozubení
- Optimalizace ozubení
- Pevnostní kontrola ozubení
- Volba lícování ozubení, výpočet kontrolních rozměrů a údajů pro výrobní dokumentaci
- Vlastní konstrukční návrh

Samotné řešení (libovolné) převodovky není jednoznačná úloha, zejména pro jistou volnost při volbě šířkových a průměrových rozměrů ozubených kol. Řeší se zpravidla zkusmo nebo iterací. Po volbě typu ozubení a konstrukčních dispozic (bod 1) se provede předběžná volba údajů a parametrů dle bodů 2 a 3 a dále výpočet dle bodu 5. Body 6 a 7 se řeší až poté, co jsou rozměry ozubení stanoveny definitivně. Tento obecný postup uvádí ŠALAMOUN (17).

3.4 Volba typu ozubení a konstrukční dispozice

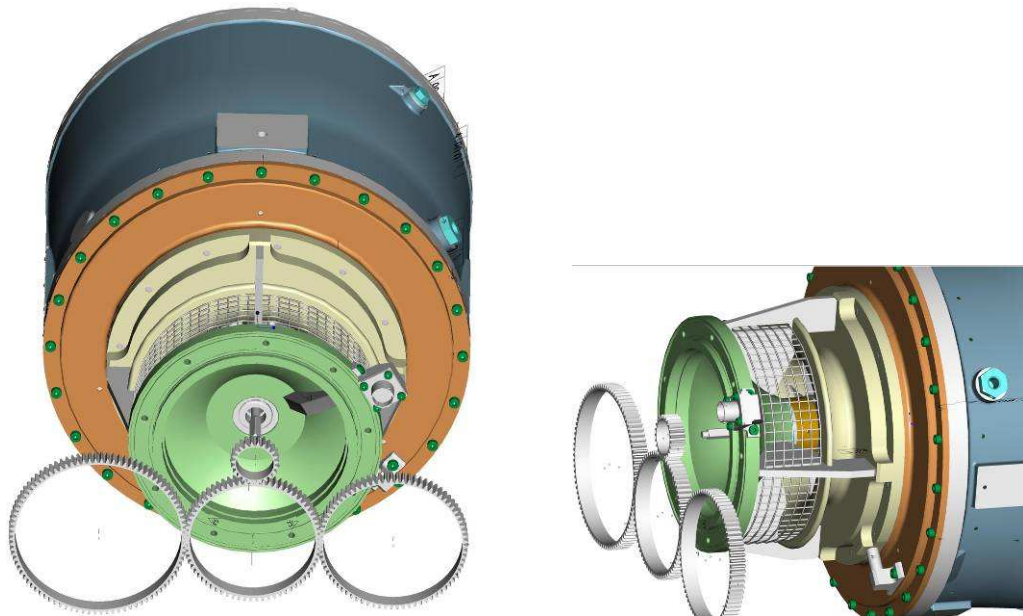
Konstrukční dispozice převodovky jsou do značné míry ovlivněna zástavbovými rozměry el. generátorů a jejich orientací vůči turbomotoru. Z důvodu zavedené technologie výroby ozubených kol pro převodovky APU (ve výrobním podniku - PBS Velká Bíteš, a.s.), bude použito čelní evolventní ozubení s přímými zuby dle normy ČSN 01 4607 (1). Předpokládaná velikost modulu je 1,25.

Kinematické schéma (viz obr. 3.3) bylo navrženo s ohledem na maximální jednoduchost převodovky, rozměrové relace el. generátorů a jejich vzájemnou orientaci vůči turbomotoru a dále z rozsahu převodových poměrů. Počty zubů jednotlivých kol byly stanoveny iterací s ohledem na požadované převodové poměry silových os. Při jejich stanovování bylo přihlédnuto k obecné konvenci, která říká, aby počty zubů byly pokud možno prvočísla a podíl počtu zubů spoluzabírajících kol nebyl celé číslo. Tato opatření mají zabránit cyklickému přenášení výrobních nepřesností spoluzabírajícími koly, které mohou způsobit komplikace v plynulosti chodu soukolí a jeho životnosti.



Obr. 3.3 Návrh kinematického schématu převodovky

Tato navržená varianta soukolí převodovky byla dále prověřena s ohledem na připojení převodovky k turbomotoru včetně prověření prostoru pro ložiska převodovky. Prostorová relace kinematického schématu navrženého soukolí převodovky a turbomotoru je na obr. 3.4. Vzhledem k potřebě integrace olejového okruhu do sestavy převodovky se nabízí využití osy s nejmenšími otáčkami (kolo DC generátoru) pro pohon olejového čerpadla.



Obr. 3.4 Kinematické schéma ozubení převodovky vs turbomotor

Tab. č.3/1 – Základní parametry ozubení převodovky

Název kola/poř. číslo kola	Modul	Počet zubů	Vzdálenost os a_{12}	Vzdálenost os a_{23}	Vzdálenost os a_{24}	Převodové číslo			Otáčky kola (min^{-1})
						u_{12}	u_{13}	u_{14}	
Hnací kolo/1	1,25	23	58,75	92,5	101,875	3,086	3,347	4	40 174
Mezikolo/2		71							13 014
Kolo AC gen/3		77							12 000 (zadáno)
kolo DC gen/4		92							10 043

Z tabulky č. 3/1 vyplývá, že převodová čísla silových os navrženého soukolí jsou v souladu s požadavkem zadání.

3.4.1 Kontrola navrženého modulu

Modul patří mezi nejdůležitější parametry ozubení a jeho volba se provádí na počátku výpočtu ozubení. V kap 3.4 je navržen modulu 1,25. Následující výpočet (včetně výpočtových vztahů) je proveden dle normy ČSN 01 4686, část 4 (4). Vztahy uvedené v této normě slouží pro návrhový výpočet modulu. Údaje získané tímto výpočtem jsou pouze orientační a slouží jako vodítko pro stanovení přibližné velikosti modulu. V daném případě pro konfrontaci s navrženým modulem 1,25. Volba konečné hodnoty modulu ozubení musí být přizpůsobena výrobním možnostem příslušného podniku a měla by být vždy konzultována s technologií. Návrhový výpočet modulu bude proveden pro soukolí, které je za provozu nejvíce zatíženo - hnací kolo/mezikolo (viz kinematické schéma obr. 3.3 a zadané přenášené výkony).

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{WF} / m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (3.3)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb1} \quad (3.5)$$

$$T_1 = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (3.6)$$

$f_F = 18$ (pro kalená ozubená kola)

$K_A = 1,25$ (zatížení s malou nerovnoměrností, tab. č. 3 ČSN 01 4686, část 2)

$K_{H\beta} = 1,2$ (obr. 1b, ČSN 01 4686, část 4)

$$T_1 = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{30000}{2 \cdot \pi \cdot 669,567} = 7,13 Nm$$

$b_{vH} = 9$ (předběžně zvoleno)

$m_n = 1,25$ (viz kap. 3.4)

$z_1 = 23$ (viz kap. 3.4, tab. 3/1)

$\sigma_{Flimb1} = 705 MPa$ (tab. č. 12, ČSN 01 4686, část 5)

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{WF} / m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 7,13}{(9/1,25) \cdot 23 \cdot 0,6 \cdot 705}} = 1,022$$

Nejbližší vyšší modul (z normalizované řady dle ČSN 01 4608) je 1,25.

3.5 Volba materiálu, maziva, způsob mazání

Literární podklady nabízí široký sortiment materiálů, které se používají pro výrobu ozubených kol. Při výběru vhodného materiálu byla respektována obecná doporučení ŠALAMOUN (17), která se týkají turbínových reduktorů. Pro tato rychloběžná soukolí se doporučují zušlechťené nitridované oceli. Dalším hlediskem pro výběr materiálu byl sortiment skladových zásob výrobního podniku (PBS Velká Bíteš, a.s.) a dále zkušenosti s technologickým zpracováním materiálů, které se v tomto závodě používají na výrobu ozubených kol pro turbínové převodovky APU. Při respektování výše uvedených aspektů bude pro výrobu kol použita ocel tř. 15 330.

Volba maziva je nepřímou specifikována již v zadání řešení samotné převodovky. Turbomotor nemá svůj olejový okruh. Jeho mazání je vždy řešeno společně s příslušným agregátem, který pohání. Proto bude mít v tomto případě společný olejový okruh s převodovkou. Pro mazání turbomotoru se používají speciální syntetické turbínové oleje s vysokou tepelnou odolností. Konkrétně bude použit olej MOBIL JET II, který je současně standardní typ oleje vrtulníkových motorů používaných AČR. Díky tomu nemusí uživatel pozemního zdroje řešit komplikace s dostupností oleje pro servisní úkony.

Vzhledem ke skutečnosti, že soukolí navrhované převodovky je rychloběžné (obvodová rychlost kol 61 m.s^{-1}), není možné použít brodivé mazání ŠALAMOUN (17). Proto bude použito tlakové mazání se suchou skříní, kdy je olej přiváděn tryskami do záběru ozubených kol. Pohon olejového čerpadla potom zajistí silová osa s nejmenšími otáčkami – osa DC generátoru. Koncepce olejového okruhu převodovky včetně turbomotoru je dále upřesněna v kap. 4.1.

3.6 Volba základních parametrů ozubení, volba technologie výroby ozubení

Základní parametry ozubení vycházejí z normy ČSN 01 4607 (1) „Ozubená kola čelní s evolventním ozubením“. Geometrie ozubení je touto normou definovaná (úhel profilu $\alpha = 20^\circ$, součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$, součinitel výšky paty zubu $h_f^* = 1,25$).

Jako technologie výroby ozubení (s přihlédnutím k možnostem výrobního podniku PBS Velká Bíteš, a.s.) bude použito hrubování pomocí obrážecího kotouče a dokončovací operace broušení. Tato operaci je vzhledem k obvodovým rychlostem v ozubení (61 m.s^{-1}) a tím vyplývající potřebě geometrické přesnosti ozubení nezbytná. Volba technologie výroby a nástrojů má rovněž vliv na vznik výrobní interference, která vzniká při výrobě ozubeného kola, při jeho záběru s nástrojem. Interference jsou dále popsány v kapitole 3.7.7.

3.7 Optimalizace ozubení

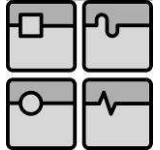
Optimalizace ozubení představuje řadu výpočtových kroků, jejímž výsledkem je geometrie ozubení, která se pro dané soukolí blíží ideálnímu stavu. Vstupní informací pro optimalizační proceduru je návrh kinematického schématu převodovky, obsahující osové vzdálenosti a příslušné počty zubů na jednotlivých pastorcích. Dále jsou to zadané hodnoty výkonů přenášných silovými osami převodovky, požadavek na životnost a na rozsah provozních teplot převodovky.

Základním nástrojem pro optimalizaci ozubení je aplikace korekcí NĚMČEK (12). Volba korekcí je omezena:

- a) Funkčními požadavky
- b) Provozními požadavky

Funkční požadavky představují zejména dosažení plynulého záběru s konstantním převodovým poměrem. Konkrétně to znamená:

- dosažení úhlu záběru $\alpha_{zw} > 0$
- dosažení součinitele trvání záběru $\varepsilon_\gamma > 1,2$
- zabránění vzniku provozní interference
- zabránění vzniku výrobní interference
- zabránění podřezání zubů
- zabránění špičatosti zubů

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Splnění prvních tří funkčních požadavků je nezbytně nutné, nesplněním posledních tří se zkracuje dráha záběru a zmenšuje se součinitel záběru. Interferenci a špičatosti zubů lze kromě vhodné volby korekcí zabránit zkrácením výšky zubů, tj. zvětšením hlavové vůle. To má však současně za následek zkrácení dráhy záběru.

Volba korekcí je kromě funkčních požadavků ovlivněna požadavky provozními. Mezi ně patří:

- požadavek určité vzdálenosti os a_w (v mezích ovlivnitelných součtem jednotkových posunutí x_Σ)
- vyrovnané měrné skluzy
- požadavek na součinitel trvání záběru (např. $\varepsilon_\alpha=2$ není možný pro standardní profil výrobního nástroje)

Volba korekcí je tedy optimalizační úloha, kdy hledáme takovou dvojici jednotkových posunutí x_1 a x_2 , která splňuje požadavky na ozubení. K jejímu řešení potřebujeme znát jednak kritéria specifikující tyto provozní požadavky a dále funkční závislosti mezi těmito kritérii. Ne vždy je možné tato kritéria přesně specifikovat, nebo nalézt funkční závislosti na jednotkových posunutích. Obecná metoda pro řešení této úlohy neexistuje. Kromě toho se zpravidla žádá splnění současně několika požadavků, které často vedou na protichůdné hodnoty korekcí a úlohu je třeba řešit kompromisem. V situaci, kdy musíme určit dvojici jednotkových posunutí x_1 a x_2 se jedná o dvouparametrickou úlohu. Řešení se usnadní převedením na optimalizační úlohu jednoparametrickou. Za konstantní součet považujeme součet jednotlivých korekcí x_Σ a měníme hodnotu jednotkového posunutí kola např. x_1 , přičemž $x_2 = x_\Sigma - x_1$. NĚMČEK (12)

Optimalizační úloha korekcí bude tedy řešena jako jednoparametrická, kdy budou respektovány tyto provozní požadavky:

- Vyrovnané měrné skluzy
- Maximální součinitel záběru
- Změna pracovní vzdálenosti soukolí (a_w) na „celočíslnou“ hodnotu.

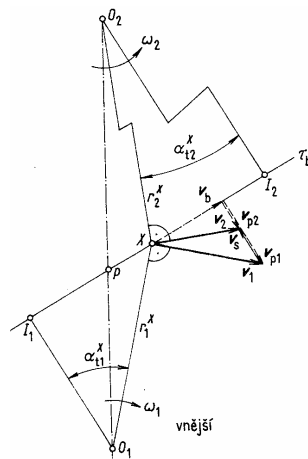
Chronologie řešení ozubení bude potom následující:

- a) Optimalizace osové vzdálenosti pro dosažení celočíselných hodnot
- b) Optimalizace ozubení z hlediska měrných skluzů a součinitele záběru
- c) Stanovení bočních vůlí jednotlivých soukolí
- d) Kontrola soukolí z hlediska interference
- e) Pevnostní kontrola a kontrola životnosti jednotlivých pastorků
- f) Výpočet údajů pro výrobní dokumentaci

3.7.1 Vyrovnávání měrných skluzů

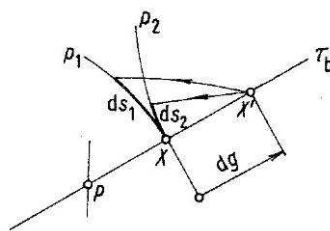
Pojem měrný skluz souvisí s rychlostními poměry v záběru ozubení ŠALAMOUN (17). V libovolném bodě X (viz obr. 3.5), ležícím na záběrové přímce τ_b má bod dotyku kola 1 rychlost v_1 a bod dotyku kola 2 rychlost v_2 . Směry těchto rychlostí jsou kolmé na průvodiče r_1^x a r_2^x bodu X od středů O_1 a O_2 . Rychlosti $v_{1,2}$ rozložíme na dvě kolmé složky:

v_b – záběrová rychlost; rychlost, s jakou se bod záběru X pohybuje po dráze záběru (τ_b)
 v_p – rychlost otírání profilů; rychlost jakou body profilů kol protínají záběrovou přímku τ_b



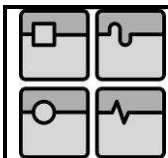
Obr. 3.5 Rychlostní poměry v bodě záběru [17]

Z podmínky trvalého dotyku obou profilů v bodě X na záběrové přímce vyplývá, že záběrová rychlost (v_b) obou kol je stejná. Rychlosti otírání profilů nejsou obecně stejné a jejich vektorový rozdíl je roven rychlosti skluzu v_s . Skluzová rychlost je ve valivém bodu P nulová. Největší je v krajních bodech záběrové úsečky. Skluzová rychlost ovlivňuje ztráty v ozubení, způsobuje jeho ohřev a je důležitým kritériem pro opotřebení a zadírání boků zubů. Kromě skluzové rychlosti je zvykem kluzovou složku valivě kluzného pohybu vyjadřovat tzv. měrným skluzem, který je definován na obr. 3.6.

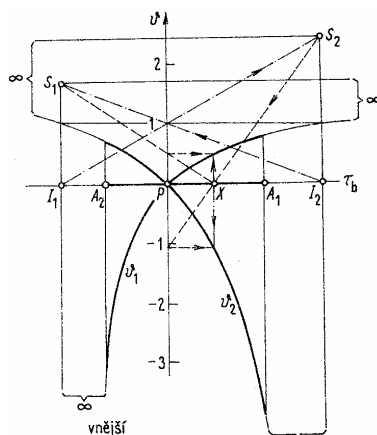


Obr. 3.6 Měrný skluz [17]

Při elementárním pohybu záběrového bodu X po záběrové dráze d_g do záběrového bodu X' se o sebe otírají zubní profily p_1 a p_2 v elementární dráze otěru ds_1 a ds_2 . Délka skluzu je rozdíl těchto drah. Vydělíme-li ji dráhou otěru jednoho či druhého profilu, dostaneme měrný skluz $v_{1,2}$. Měrný skluz vyjadřuje, jak se po sobě dva profily navzájem otírají a je tedy určitým kritériem opotřebení povrchu zubu. Průběh měrných skluzů po dráze záběru je vyjádřen na obr. 3.7.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

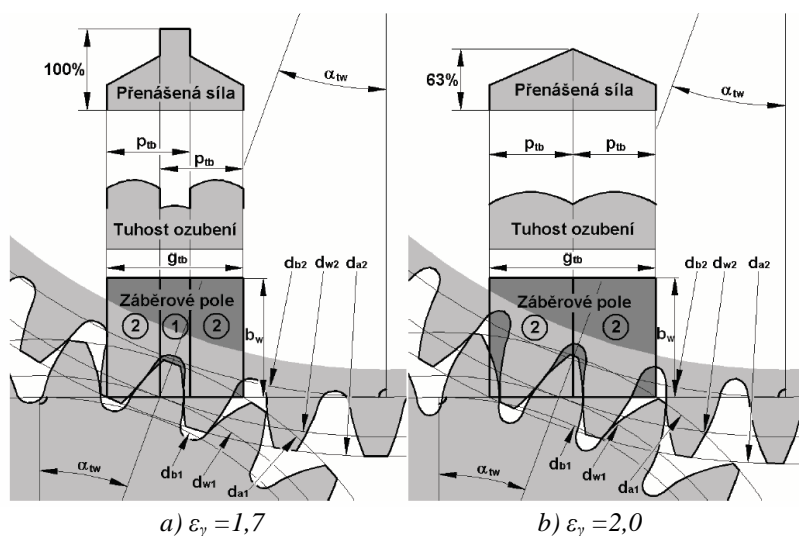


Obr. 3.7 Průběh měrných skluzů [17]

Mezi nejčastěji používaný korekční systém patří volba korekcí na vyrovnané měrné skluzy na hlavách a na patách NĚMČEK (12). Výchozí rovnicí je vztah (3.15). Nezávisle proměnnou je x_2 . Hledanou neznámou v každém výpočetním kroku je potom úhel záběru α_{tw} . Tato neznámá je ukryta v osové vzdálenosti a_w a v součtu korekcí x_Σ .

3.7.2 Součinitel záběru

Součinitel záběru (ε_γ) se používá ke kvantitativnímu vyjádření záběrových poměrů soukolí NĚMČEK (12). Vyjadřuje počet párů zubů, jež jsou současně v záběru, t.j. pro $1 < \varepsilon_\gamma < 2$ jsou v záběru střídavě jeden a dva páry zubů, pro $2 < \varepsilon_\gamma < 3$ střídavě dva a tři páry atd. Pro celočíselnou hodnotu ε_γ je tedy trvale v záběru celý počet párů zubů. Aby byla zaručena kontinuita záběru, musí být v záběru alespoň jeden pár zubů - $\varepsilon_\gamma \geq 1$. Za praktické minimum se považuje hodnota $\varepsilon_\gamma = 1,2$. Pro přímé zuby dále platí, že $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha$.



Obr. 3.8 Porovnání soukolí s rozdílnými součiniteli záběru [18]

3.7.3 Výpočet rozměrů soukolí v obecném řetězci ozubených kol

Obecným řetězcem kol se rozumí společný záběr více než dvou ozubených kol řazených za sebou. Geometrický výpočet řetězce kol se provádí pro každý záběr zvlášť. Pro všechna spoluzabírající kola musí platit podmínka funkčnosti (společná normála, shodné sklony zubů, shodné rozteče, atd.). Pokud tedy kolo zabírá s více různými protikoly, dostaneme u obecně korigovaných soukolí V pro každý záběr jiný hlavový průměr, který je třeba sjednotit. Pokud zvolíme nejmenší z vypočtených, pak dostaneme menší trvání záběru, ale většinou není nutno kontrolovat interferenci všech záběrů. S výhodou je možné u výpočtu geometrie řetězce ozubených kol zahájit výpočet u tohoto soukolí (záběru), jehož součet zubů z_{Σ} je nejmenší. U nejbližší vyššího součtu zubů pak dosadíme za průměr hlavové kružnice vloženého kola (kola se společným záběrem) již vypočtenou hodnotu d_a . Jestliže volíme pro návrh řetězce ozubených kol některou z metod rozdělení korekcí, např. vyrovnání měrných skluzů, je nutné postupovat jinak. Nejprve provádíme výpočet soukolí nejvíce zatíženého nebo soukolí s nejmenším počtem zubů. Další soukolí je nutno počítat s hodnotami již navrženého vloženého kola. Takto pokračujeme i u dalších záběrů v řetězci kol. Zmíněný postup je možné realizovat za předpokladu použití vhodného výpočtového programu pro geometrický výpočet soukolí. MORAVEC (11).

3.7.4 Vlastní optimalizace soukolí

Stanovení korekcí pro podmínky funkčních požadavků upřesněných v kap. 3.7 je úloha výpočtově poměrně náročná, která se navíc provádí iterací. Pro vlastní řešení je proto použit výpočtový program „OZUBENÍ“ (14), který se pro optimalizaci soukolí používá v PBS Velká Bíteš, a.s.. Jako první (s ohledem na doporučení v kap 3.7.3) bude optimalizováno ozubení soukolí „hnací kolo – mezikolo“. Vstupními údaji do programu Ozubení (viz obr. 3.9) je úhel profilu α , počet zubů soukolí z_1, z_2 , modul m a provozní vzdálenost os_{av} . Program ze vztahu (3.8) vypočítá sumu korekcí x_{Σ} . Aby se docílilo jednoparametričnosti úlohy pro optimalizaci soukolí, modifikuje se jen korekce x_1 . Hodnota korekce x_2 je potom dopočítaná ze vztahu (3.9).

Volba geometrických rozměrů valivého soukolí s čelním ozubením:			
Pozitivní se pro návrh vnitřního i vnějšího ozubení s tím, že se pro vnitřní soukolí musí dodržet tato konvence:			
1. z_2, a_w a l_2 jsou zadávány záporně vzatě (se znaménkem minus)			
2. z_2 je uváděná s opačným znaménkem než je zavedeno v ČSN			
3. znaménko minus máti směr "do materiálu" (ověřování vlož)			
kolo 1:	hnací kolo		
kolo 2:	mekikolo		
Zadávané hodnoty:			
α_n	20	°	
l_2	3,08696	-	
β	0	°	
z_1	23	-	
m	1,25	mm	
dána provozní osová vzdálenost:			
os_w	59	mm	
z_2	71,4	-	
$volba z_2$	71	-	
l_1	3,087	-	
$l_1 - l_2 / l_1$	0,00	%	
a	58,75	mm	
α_n	20	°	
os_w	20,656704	°	
x_2	0,20317	-	
x_1	0,81500	-	
x_2	-0,61183	-	
Není zadána provozní osová vzdálenost:			
z_2	71,000	-	
$volba z_2$	71	-	
l_1	3,087	-	
$l_1 - l_2 / l_1$	0,00	%	
a	58,750	mm	
x_1	0,2089	-	
x_2	-0,0957	-	
x_2	0,203165	-	
α_n	20,00000	°	
os_w	20,65670	°	
os_w	59,00000	mm	
Výstupní hodnoty:			
z_2	71		
x_1	0,2089		
x_2	-0,0957		
os_w	59,000	mm	

Čelní úhel záběru:

$$\alpha_{tw} = \arcsin \left(\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot 2 \cdot \tan \alpha_n + \sin \alpha_t \right) \quad (3.7)$$

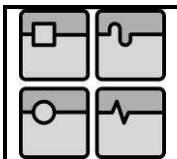
Suma jednotkových korekcí pastorku a kola:

$$x_{\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_n} \cdot (\sin \alpha_{tw} - \sin \alpha_t) \quad (3.8)$$

Jednotková korekce:

$$x_2 = x_{\Sigma} - x_1 \quad (3.9)$$

Obr. 3.9 Zadání vstupních údajů do programu Ozubení (14)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

V dalším kroku optimalizace ozubení se postupně mění hodnoty jednotkové korekce x_l a sledují se hodnoty součinitele trvání záběru ε_a a hodnoty měrných skluzů $v_1 - v_2$. Z hlediska funkce soukolí je žádoucí, aby součinitel trvání záběru ε_a byl co největší a měrné skluzy vyrovnané ($v_1 - v_2 \doteq 0$).

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{m_n^2 \cdot \left(\frac{z_1}{\cos \beta} + 2 \cdot (h_{a1}^* + x_1 - \Delta y) \right)^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{m_n^2 \cdot \left(\frac{z_2}{\cos \beta} + 2 \cdot (h_{a2}^* + x_2 - x_1 - \Delta y) \right)^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi \cdot m_n \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta}} \quad (3.10)$$

Měrné skluzy:

Pastorek pata:

$$v_{A1} = 1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}} \quad (3.11)$$

Pastorek hlava:

$$v_{E1} = 1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}} \quad (3.12)$$

Kolo hlava:

$$v_{A2} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}} \quad (3.13)$$

Kolo pata:

$$v_{E2} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}} \quad (3.14)$$

Vyrovnané měrné skluzy na hlavách a patách:

$$\begin{aligned}
 & \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{a_w}{m_n} + h_{a1}^* - \frac{z_2}{2 \cdot \cos \beta} - x_2\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot (\operatorname{tg}^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)}{z_1^2} - 1}} - \\
 & - \frac{\frac{z_2}{z_1}}{\sqrt{\left(\frac{a_w}{m_n} + h_{a2}^* - \frac{z_1}{2 \cdot \cos \beta} + x_2 - x_\Sigma\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot (\operatorname{tg}^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)}{z_2^2} - 1}} + \\
 & + \frac{\frac{z_2}{z_1}}{\sqrt{\left(\frac{a_w}{m_n}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot (\operatorname{tg}^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)}{(z_1 + z_2)^2} - 1}} = 0
 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Pro každé soukolí byly navrženy čtyři varianty, které se liší osovou vzdáleností (a_w) a jednotkovým posunutím x_l . Hodnoty osových vzdáleností vycházejí z kinematického schématu (viz obr. 3.3). Hodnoty jednotkových posunutí x_l (viz tab. 3/2) jsou voleny iterací pro danou osovou vzdálenost. Je přitom sledována odezva geometrie ozubení na hodnoty vyrovnaných měrných skluzů ($v_1 - v_2$) a součinitele záběru (ε_a).

Tab. č. 3/2 Varianty ozubení soukolí hnací kolo - mezikolo

Soukolí hnací kolo - mezikolo									
Zadáno					Vypočteno				
Var. č.	Modul	Počet zubů z_1	Počet zubů z_2	Vzdálenost os a_w	Suma jednotkových posunutí x_Σ	Jednotkové posunutí x_1	Jednotkové posunutí x_2	Součinitel záběru ε_a	Měrné skluzy $v_1 - v_2$
1	1,25	23	71	59	0,203165	0,2989	-0,0957	1,615417	0,043683
2				59	0,203165	0,3330	-0,1298	1,607981	-0,012487
3				59,5	0,627701	0,368000	0,259701	1,543889	0,052721
4				59,5	0,627701	0,440	0,1877	1,530207	-0,052605

Z kinematického schématu převodovky a doporučení kap. 3.7.3 bude jednotkové posunutí x_2 soukolí hnací kolo – mezikolo v optimalizačních úlohách dalších soukolí používat jako x_1 .

Tab. č. 3/3 Varianty ozubení soukolí mezikolo – kolo AC generátoru

Soukolí mezikolo – kolo AC generátoru									
Zadáno					Vypočteno				
Var. č.	Modul	Počet zubů z_1	Počet zubů z_2	Vzdálenost os a_w	Suma jednotkových posunutí x_Σ	Jednotkové posunutí x_1	Jednotkové posunutí x_2	Součinitel záběru ε_α	Měrné skluzy $v_1 - v_2$
1	1,25	71	77	93	0,408010	-0,0957	0,5037	1,745182	0,213150
2				93	0,408010	-0,1298	0,5378	1,743267	0,237409
3				93	0,408010	0,259701	0,1483	1,750635	-0,036793
4				93,5	0,831475	0,1877	0,6438	1,679187	0,144049

Tab. č. 3/4 Varianty ozubení soukolí mezikolo – kolo DC generátoru

Soukolí mezikolo – kolo DC generátoru									
Zadáno					Vypočteno				
Var. č.	Modul	Počet zubů z_1	Počet zubů z_2	Vzdálenost os a_w	Suma jednotkových posunutí x_Σ	Jednotkové posunutí x_1	Jednotkové posunutí x_2	Součinitel záběru ε_α	Měrné skluzy $v_1 - v_2$
1	1,25	71	92	102	0,100461	-0,0957	0,1962	1,813893	0,136818
2				102,5	0,511337	-0,1298	0,6411	1,747998	0,279602
3				102,5	0,511337	0,259701	0,2516	1,750395	-0,002029
4				102,5	0,511337	0,1877	0,3236	1,752206	0,049621

3.7.5 Výsledek geometrické optimalizace soukolí

Výsledkem provedených iteračních kroků, které sestávaly z volby osové vzdálenosti a_w a jednotkového posunutí x_1 jsou sledované hodnoty součinitele záběru ε_α a měrných skluzů $v_1 - v_2$. Z tabulky č. 3/2 pro soukolí hnací kolo – mezikolo je patrné, že z hlediska součinitele záběru a zejména z hlediska měrných skluzů je nejvhodnější varianta č. 2. Tato varianta je však u ostatních soukolí nevýhodná především z hlediska vysokých měrných skluzů. Jako optimální varianta pro všechna soukolí vychází varianta č. 3 (pro tabulky 3/2 až 3/4). Pro přehlednost je výsledná geometrická konfigurace všech soukolí uvedena v tabulce č. 3/5. Pro srovnání je uvedena hodnota měrných skluzů na soukolí hnacího pastorku sériové převodovky APU, která činí $v_1 - v_2 = -0,350$.

Tab. č. 3/5 Optimální geometrická varianta soukolí převodovky

Navržená optimální geometrická varianta soukolí převodovky									
Název soukolí.	Modul m	Poč. zubů z_1	Poč. zubů z_2	Vzdálenost os a_w	Suma jednotkových posunutí x_Σ	Jednotkové posunutí x_1	Jednotkové posunutí x_2	Součinitel záběru ε_α	Měrné skluzy $v_1 - v_2$
Hnací kolo	1,25	23	71	59,5	0,6277	0,3680	0,2597	1,5438	0,0527
Mezikolo		71	77	93	0,4080	0,2597	0,1483	1,7506	-0,036
Kolo AC gen.		71	92	102,5	0,5113	0,2597	0,2516	1,7503	-0,002

3.7.6 Lícování soukolí

Lícování soukolí zahrnuje přesnost a boční vůli. Lícování značně ovlivňuje kinematické a dynamické vlastnosti soukolí. Je určeno přesností ozubených kol, úchytkami tloušťky zubů a přesností polohy otáčení os soukolí. Lícování ozubených kol je normalizováno normou ČSN 01 4682/ST SEV 641-77 (3).

Základním krokem ŠALAMOUN (17) při tvorbě lícování soukolí je volba stupně přesnosti. Je třeba vycházet z funkce, jakou má soukolí plnit, podmínek provozu, požadavku na ně kladených a dále výrobních možností. Ukazatele, ze kterých se vychází při volbě přesnosti jsou následující:

- obvodová rychlost, měrné zatížení
- režim práce, požadovaný technický život a spolehlivost
- požadavky na kinematickou přesnost, hluk a vibrace

Volba stupně přesnosti podmiňuje i volbu technologie výroby. Přesnost ozubení se volí jen nezbytně nutná, protože dosažení vysoké přesnosti je obtížné a nákladné. Dle (17) se stupeň přesnosti pro turbínové reduktory pohybuje orientačně v rozmezí $4 \div 6$. S přihlédnutím, k tomuto doporučení je zvolen stupeň přesnosti 5. Tato hodnota přesnosti je stanovena rovněž na základě zkušeností s převodovkami pro APU, které se vyrábějí v PBS Velká Bíteš, a.s. Tyto převodovky jsou co do obvodových rychlostí soukolí a přenášených výkonů obdobné.

Volba boční vůle je téměř nezávislá na stupni přesnosti. Boční vůlí se rozumí vzdálenost mezi nepracovními boky zubů, která zaručuje volné pootočení (mrtvý chod) jednoho ozubeného kola při nehybném spoluzabírajícím kole. Boční vůle v ozubení je nutná, aby se soukolí při ohřátí nezaklínilo a aby byly vytvořeny podmínky k zajištění mazání (17). Zvláště u rychloběžných soukolí (obvodová rychlost nad 20 m.s^{-1} (17)) se doporučují větší boční vůle, aby se zabránilo hydraulickým odporům a rázům při vytlačování oleje z mezizubních prostorů. Vzhledem k výše uvedeným aspektům a skutečnosti, že soukolí navrhované převodovky má obvodovou rychlost 61 m.s^{-1} , je zvolena skupina bočních vůlí **A**, která zabezpečuje nejvyšší hodnotu boční vůle v ozubení.

Ze stanovené skupiny bočních vůlí (**A**) a osově vzdálenosti (a_w) se pomocí normy ST SEV 641-77 (3) stanoví:

- zaručená boční vůle ($j_{n \min}$) a mezní úchylka vzdálenosti os (f_a). – tab. č. 13 normy (3)
- nejmenší doplňkové posunutí základního profilu pro vnější ozubení (E_{Hs}) – tab. č. 14 normy (3)
- tolerance posunutí základního profilu (T_H) – tab. č. 15 normy (3)
- mezní obvodové házení ozubení (F_r) – tab. č. 6 normy (3). Hodnota F_r se tabelárně stanovuje pomocí modulu m a roztečného průměru d .

Pro jednotlivá soukolí převodovky jsou hodnoty lícování upřesněny v tab. č. 3/6.

Tab. č. 3/6 boční vůle soukolí převodovky

Název soukolí.	Skupina bočních vůlí	Zaručená boční vůle $j_{n \min}$	Mezní úchylka vzdálenosti os f_a	Doplňkové posunutí zákl. profilu E_{Hs}	Tol. posunutí základního profilu T_H	Mezní obvodové házení ozubení F_r
Hnací kolo	A	0,190	$\pm 0,100$	-0,190	0,090	0,016
Mezikolo				-0,220	0,090	0,016
Mezikolo		0,220	$\pm 0,110$	-0,220	0,090	0,016
Kolo AC gen.				-0,220	0,090	0,016
Mezikolo		0,220	$\pm 0,110$	-0,220	0,090	0,016
Kolo DC gen.				-0,220	0,090	0,016

3.7.7 Kontrola ozubení na provozní a výrobní interferenci

Interferencí se dle ŠALAMOUN (17) označují nežádoucí jevy při záběru nebo výrobě ozubení. U nesprávně navrženého ozubení může nastat případ, kdy trajektorie relativního pohybu některých bodů jednoho profilu při záběru soukolí s konstantním převodovým poměrem protíná profil zubu druhého kola. Nejnebezpečnější bod profilu zubu z tohoto hlediska je hrana hlavy. Interference je tedy kolize hmoty zubu jednoho kola s hmotou zubu druhého kola. Nastane tehdy, jestliže trochoidy relativního pohybu bodů spoluzabírajících profilů nemají volný průchod zubovou mezerou.

Jsou možné základní dva druhy interference (17):

- Interference s přechodovou křivkou - (primární) dráha hrany hlavy zubu jednoho kola protíná přechodovou křivku druhého kola.
- Interference hlavová - (sekundární) dráha hlavy zubu jednoho kola protíná hlavu druhého kola.

Podkategorií interference s přechodovou křivkou je *provozní* interference s přechodovou křivkou. Při této interferenci hlavy kol nemohou opisovat trajektorie, které jim přísluší při odvalování s konstantním převodovým poměrem, ale sledují přechodovou křivku nebo hlavu spoluzabírajícího kola. To se projevuje hlukem a opotřebením či zadíráním profilů v místech interference – na hlavách a na patním přechodu. Provozní interference se nesmí připustit. Dojde-li k ní, odstraní se buď změnou korekce, nebo nejčastěji snížením hlavy zubu kola, které interferuje. Výpočet snížení hlavy je nutno provést iterací, dokud není splněna podmínka nerovnosti viz (3.18).

Mezi další druhy interferencí patří provozní hlavová interference a výrobní hlavová interference. Tyto interference mohou však nastat pouze u vnitřního ozubení a proto je zde neuvádím.

Obecně je možno říci, že interferenci je možné předejít vhodnou volbou základních parametrů ozubení, především volbou korekcí. Můžeme jí zabránit též snížením hlavy kola, čímž se ovšem zkrátí délka záběrové úsečky a trvání záběru. Při vyšetřování soukolí na interference musí být rovněž známa technologie výroby ozubení. Ta je kap. 3.6 upřesněna jako obrázení kotoučovým nožem a dokončovací operace broušení. Parametry použitého nástroje spolu s výsledky kontroly interference jednotlivých soukolí jsou uvedeny v tab. 3/7.

Pro vyšetření soukolí na interference je použit výpočtový program Ozubení (14). Výpočtový postup, kterým se rozhodne, zda-li k interferenci dojde či nikoli je dle (14) následující:

Výrobní interference s přechodovou křivkou:

$$\rho_{\Sigma} = a_w \cdot \sin \alpha_{tw} \quad (3.16)$$

$$\rho^E = a_v \cdot \sin \alpha_{tw} - 0,5 \cdot \operatorname{sgn} z \cdot \sqrt{d_{a0}^2 - d_{b0}^2} \quad (3.17)$$

$$d_a \leq \operatorname{sgn} z \sqrt{4(\rho_{\Sigma} - \rho_j^E)^2 + d_{b0}^2} \quad (3.18)$$

Tab. č. 3/7 kontrola soukolí na interference

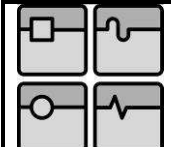
Název soukolí.	Hlavový průměr kol d_a (mm)	$\operatorname{sgn} z \sqrt{4(\rho_{\Sigma} - \rho_j^E)^2 + d_b^2}$	Výsledek kontroly interference soukolí $d_a \leq \operatorname{sgn} z \sqrt{4(\rho_{\Sigma} - \rho_j^E)^2 + d_b^2}$	Parametry použitého nástroje
Hnací kolo	32,1	39,64	Interference nenastane	$z_0=60$ $x_0=0,193$ $d_{a0}=75$ $d_{b0}=58,73$
Mezikolo	91,83	96,88		
Mezikolo	91,88	97,97	Interference nenastane	
Kolo AC gen	99,1	104,98		
Mezikolo	91,87	97,98	Interference nenastane	
Kolo DC gen.	118,1	123,8		

Z tabulky 3/7 je patrné, že ozubení na všech kolech bude při použití zvoleného nástroje vyrobitelné bez nežádoucího vlivu interferencí.

3.8 Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrola ozubení je provedena dle normy ČSN 01 4686 (4). Pevnostním výpočtem se rozumí počtářský průkaz provozuschopnosti ozubeného soukolí, t.j. schopnost bezporuchové funkce během požadované životnosti, a to pro zadaný režim zatížení a zadané provozní podmínky (4).

Zatížení je jednou z veličin, které mají na životnost ozubení největší vliv. Proto je nutné věnovat stanovení, nebo volbě směrodatného výpočtového zatížení (směrodatné obvodové síly) patřičnou pozornost, aby co nejlépe odpovídalo zatížení skutečně v provozních podmínkách působícímu. Jestliže zatížení ozubeného kola je vyjádřeno kroutícím momentem na hřídeli ozubeného kola, můžeme podle charakteru pohonu nebo zátěže konstatovat, že statický kroutící moment je superponován dynamickou složkou. Její charakter je určen dynamickými vlastnostmi celého soustrojí a může se během provozu v závislosti na zatížení a otáčkách měnit. Je tedy zřejmé, že žádný ozubený převod není během své životnosti vystaven působením konstantního zatížení, ale podle charakteru soustrojí jehož je součástí a v závislosti na skutečných provozních podmínkách na něj mohou působit více či méně

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

proměnná zatížení. Mezi další faktory, které ovlivňují únosnost nebo životnost patří např. teplota, vlastnosti maziva nebo otáčky. ŠALAMOUN (17).

Provozní schopnost ozubených kol je (viz ČSN 01 4686, část 1 (4)) prokazována pro působení konstantní obvodové síly F_t na zuby uvažovaného kola. Vnější a vnitřní dynamické síly, které na tuto sílu superponují, jsou ve výpočtu respektovány součiniteli K_a a K_v . Řada zatížení (síly) s konstantní statickou složkou, na které je superponována složka dynamická a které nahrazují plynule proměnné zatížení skutečně působící, určuje tzv. soubor zatížení. Pokud tento soubor vystihuje průběh a velikost zatížení během celé životnosti ozubeného kola, nazývá se charakteristickým souborem zatížení (CHSZ).

Působení souboru zatížení na ozubené kolo lze obecně nahradit tak velkým ekvivalentním zatížením, aby jeho působením vzniklo na kole za stejný počet zatěžovacích cyklů (jaký má uvažovaný soubor zatížení) stejné poškození, jako působením souboru zatížení.

Norma ČSN 01 4686, část 2 (4) upřesňuje čtyři způsoby pevnostního výpočtu ozubených kol označených písmeny A, B, C, D. V metodě A odpovídá směrodatná obvodová síla té složce zatížení T_s , která se během provozu soukolí vyskytuje nejčastěji, což je většinou statická složka zatížení. V metodě B je směrodatná obvodová síla ekvivalentní účinku jednoduchého charakteristického souboru zatížení CHSZ. Metody C a D pevnostní výpočet dále zpřesňují tím, že do CHSZ vnášejí další korekční činitele. Stanovení těchto činitelů je však poměrně komplikované. Vyžaduje m.j. sestavení matematického modelu soustavy pohonu, stanovení průběhu kroutícího momentu a pod. Dynamickou složku zatížení koeficient K_a (pokud již není obsažena v CHSZ) je možné orientačně určit z tab. č. 3 a č. 4 normy ČSN 01 46 86, část 2 (4), kde jsou uvedeny příklady zatížení převodovky a druhy hnacích strojů.

Pevnostní výpočet (podle metod A až D) tedy zahrnuje vyšetření ozubení z hlediska únosnosti, která se dále dělí na:

- Únosnost boků zubů v dotyku** se rozumí schopnost aktivních částí boků zubů zajistit dostatečnou bezpečnost proti progresivní tvorbě pittingu a rovněž schopnost zabránit vzniku trvalé deformace nebo křehkého lomu povrchové vrstvy.
- Únosnost zubů v ohybu** se rozumí schopnost zubů zajistit v oblasti jejich patního přechodu dostatečnou bezpečnost proti únavovému lomu a proti trvalé deformaci nebo silovému lomu zubu v důsledku místních napětí.

Vzhledem k tomu, že nejsou k dispozici bližší údaje pro sestrojení charakteristického souboru zatížení (CHSZ) a dále pro značnou náročnost metod B a D, bude použita metoda A. Výsledkem pevnostní kontroly navrženého soukolí bude stanovení šířky ozubených kol tak, aby kola spolehlivě přenášela zadané zatížení po zadanou dobu životnosti. Vzhledem k tomu, že výpočtová úloha je poměrně rozsáhlá a vyšetřovaná šířka ozubení bude upřesněna iterací, je celý výpočet proveden v programu Ozubení.

Před vlastním procesem výpočtu ozubení je nutné shromáždit potřebná vstupní data. Ta vyplývají jednak ze zadaných údajů, dále obsahují vypočtené údaje a v neposlední řadě mezi ně patří i materiálové charakteristiky zvoleného materiálu ozubení.

Při stanovování materiálových charakteristik - mezní únavy byly příslušné koeficienty stanoveny z normy ČSN 01 4686, část 5 (4). Tato norma říká, že mezní únavě v dotyku odpovídající bázevému počtu zatěžovacích cyklů se rozumí takové napětí v dotyku mezi zuby spoluzabírajících kol, při kterém do dosažení bázevého počtu zatěžovacích cyklů N_{Hlim} nedochází k tvorbě pittingu. Pro tvrzená kola platí, že celková plocha pittingu na všech pracovních bocích zubů nesmí překročit 0,5 % celkové aktivní plochy všech pracovních boků

zubů soukolí a současně na žádném pracovním boku zubu pastorku nebo kola nesmí celková plocha pittingu překročit 4 % aktivní plochy boku zubu. Kontrolní výpočet na dotyk se provádí jednak z hlediska únavového namáhání boku zubů (3.32) a dále z hlediska jednorázového působení největšího zatížení (3.33).

Co se týče meze únavy v ohybu σ_{Flimb}^0 , tak do dosažení báze počtu zatěžovacích cyklů N_{Flim} nepůsobí ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu únavový lom zubu. Při výpočtu podle této normy se zjednodušeně uvažuje působení směrnatné obvodové síly na špičku zubu a transformace jejího účinku do vnějšího bodu jednopárového záběru prostřednictvím součinitele vlivu záběru Y_ϵ . Podobně jako u dotyku se kontrolní výpočet na ohyb provádí jednak z hlediska únavového namáhání boku zubů (3.45) a dále z hlediska jednorázového působení největšího zatížení (3.46).

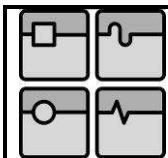
Číselné hodnoty veličin, které se týkají meze únavy, jsou stanoveny jako tabulkové hodnoty, které se vztahují ke zvolenému materiálu 15 330 (5) z normy ČSN 01 4686, část 5 (4). Tato norma obsahuje údaje o materiálech nejčastěji používaných pro výrobu ozubených kol.

Vlastní výpočet (včetně použitých výpočtových vztahů) je proveden dle normy (4) a fyzicky realizován v programu (14).

3.8.1 Pevnostní kontrola soukolí „Hnací kolo – Mezikolo“

Tab. č. 3/8 Geometrie soukolí hnací kolo - mezikolo

Název hodnoty	Značka	Hnací kolo		Mezikolo	Vztah	Jednotka
Modul	m	1,25			-	mm
Úhel záběru	α	20			-	°
Úhel sklonu zubů	β	0			-	°
Čelní modul	m_t	1,25			-	mm
Čelní úhel profilu	α_t	20			-	°
Počet zubů	z	23		71	-	-
Korekce	x	0,368		0,2597	-	mm
ø roztečné kružnice	d	28,75		88,75	3.19	mm
Čelní úhel záběru provozní	α_{tw}	21,898			3.7	°
Součinitel trvání záběru profilu	ϵ_α	1,544			3.10	-
Součinitel trvání záběru krokem	ϵ_β	0			-	-
Součinitel trvání záběru celkový	ϵ_γ	1,544			3.20	-
Pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk	bw_H	10			voleno	mm
Pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb	bw_F	11		10	voleno	mm
Otáčky	n	40 174		13 014	-	min ⁻¹



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$d = m_t \cdot z \quad (3.19)$$

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (3.20)$$

Tab. č. 3/9 Zatížení soukolí hnací kolo - mezikolo

Název hodnoty	Značka	Hnací kolo		Mezikolo	Vztah	Jednotka
Přenášený výkon	P	30			-	kW
Obvodová síla	F_t	489,8		489,8	3.21	N
Počet zatěžovacích cyklů	N_k	7,2·10 ⁹		7,2·10 ⁹	3.22	-

$$F_t = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\pi \cdot d_w \cdot n} \quad (3.21)$$

$$N_k = i_z \cdot n \cdot 60 \cdot t_z \quad (3.22)$$

Tab. č. 3/10 Materiálové charakteristiky spoluzabírajících kol

Materiál kol - ocel 15 330				
Název hodnoty	Značka	Velikost	Jednotka	Poznámka
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1180	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 5, tab. 12
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	1·10 ⁸	-	Dle ČSN 01 4686, část 5, tab. 10
Exponent Wöhlerovy křivky (ohyb)	q_H	10	-	Dle ČSN 01 4686, část 5, tab. 10
Mez únavy v ohybu (bázová hodnota)	σ_{Flimb}	705	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 5, tab. 11
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3·10 ⁶	-	Dle ČSN 01 4686, část 5, tab. 11
Exponent Wöhlerovy křivky (ohyb)	q_F	10	-	Dle ČSN 01 4686, část 5, tab. 11

Tab. č. 3/11 Kinematika soukolí

Název hodnoty	Značka	Velikost	Vztah	Jednotka
Obvodová rychlost	v	61,25	3.23	m.s ⁻¹

$$v = \frac{d_w \cdot n}{6 \cdot 10^4} \quad (3.23)$$

Tab. č. 3/12 Výpočet únavy v dotyku

Název hodnoty	Značka	Hnací kolo		Mezikolo	Jednotka	Vztah/poznámka
Součinitel mechanických vlastností materiálů	Z_E	190			$\sqrt{\text{MPa}}$	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 3
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,374			-	3.24
Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	Z_{ϵ}	0,905			-	3.25
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,25			-	ČSN 01 4686, část 2, tab. č. 3
Konstanta	K_P	7,51			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 11
Konstanta	K_Q	0,0193			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 11
Převodové číslo	u	3,087			-	viz kap 3.4, tab. č. 3/1
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{HV}	1,918			-	3.26
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	$K_{H\beta}$	1,2			-	ČSN 01 4686, část 3, článek 82
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1			-	ČSN 01 4686, část 3, článek 71
Součinitel přidavných zatížení	K_H	2,877			-	3.27
Součinitel životnosti*	Z_N	0,652		0,654		3.28
*Volba Z_N	$*Z_N$	1		1		Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4 se při $Z_N<1$ uvažuje $Z_N=1$
Součinitel maziva	Z_L	1		1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4 platí pro ozubená kola s broušenými zuby $(Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) = 1$
Součinitel výchozí drsnosti boku zubů	Z_R					
Součinitel obvodové rychlosti	Z_V					
Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů	σ_{HO}	612,894			MPa	3.29
Napětí v dotyku (Herzův tlak) ve valivém bodě	σ_H	1039,543			MPa	3.30
Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození boku zubů	S_H	1,180		1,180	-	3.31
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti únavovému poškození boku zubů	S_{Hmin}	1,1		1,1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4
	$S_H > S_{Hmin}$					Soukolí vyhovuje
Součinitel vnějších dynamických sil z největšího přetížení	K_{AS}	1,25				Dle ČSN 01 4686, část 3, čl. 26, $K_{AS} \geq K_A$
Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	σ_{HPmax}	2100				3.34
Přípustné napětí v dotyku	σ_{Hmax}	1162,245				3.35
	$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$					Soukolí vyhovuje

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} \quad (3.24)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (3.25)$$

$$K_{Hv} = 1 + \left(\frac{K_p}{K_A \cdot F_{tH} / b_{wH}} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} \quad (3.26)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (3.27)$$

$$Z_N = \sqrt[9]{\frac{N_{Hlim}}{N_K}} \quad (3.28)$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_{wH} \cdot d} \cdot \frac{u + 1}{u}} \quad (3.29)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (3.30)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{\sigma_H} \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) \quad (3.31)$$

Podmínka provozuschopnosti ozubení na dotyk:

$$S_H \geq S_{Hmin} \quad (3.32)$$

Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém zatížení

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad (3.33)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H \cdot K_{AS}} \quad (3.34)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot V_{HV} \quad (3.35)$$

Tab. č. 3/13 Výpočet únavy v ohybu

Název hodnoty	Značka	Hnací kolo		Mezikolo	Jednotka	Vztah/poznámka
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A		1,25		-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 3
Součinitel vnitřních dynamických sil pro ohyb	K_{FV}		1,918		-	4a, Dle ČSN 01 4686, část 2, čl. 53, část 3, čl 52 způsob A platí: $K_{HV}=K_{HF}$
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	$K_{F\beta}$		1,150		-	3.36
Exponent	NF		0,7			ČSN 01 4686, část 3, obr. č. 5 přílohy
Úchylka základní rozteče	f_{pb}		5,6		μm	3.37
Opotřebení boků zubů během záběhu soukolí	y_a		0,42		μm	3.38
Střední celková měrná tuhost páru zubů	c_7		20		N/mm. μm	ČSN 01 4686, část 3, tab. čl. 59
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Fu}		1		-	4a, ČSN 01 4686, část 3, čl. 72
Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	K_F		2,795		-	3.39
Součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí	Y_{FS}	4,33		4,31	-	ČSN 01 4686, část 3, obr. 6 až 8
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}		0,935		-	ČSN 01 4686, část 3, tab. 5
Součinitel vlivu záběru profilu	Y_{ϵ}		0,718		-	3.40
Poloměr křivosti patního přechodu náhradního přímého zubu	ρ_{Fn}	0,42		0,35	mm	ČSN 01 4686, část 3, obr. 9
Součinitel ostrosti vrubu	χ	5,476		6,571	-	3.41
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	2		2,160	-	ČSN 01 4686, část 5, obr. 10a
Součinitel velikosti	Y_x	1		1	-	ČSN 01 4686, část 3, obr. 17
Součinitel životnosti	Y_N	0,459		0,460	-	3.42
Volba Y_N	Y_N^	1		1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 5: je-li pro nitridovaná kola $Y_N < 1$ uvažuje se $Y_N = 1$
Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty	σ_F	309,614		339,002	MPa	3.43
Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	S_F	4,554		4,492	-	3.44
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu na patě zubu	S_{Fmin}	1,2		1,2	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 5
	$S_F > S_{Fmin}$					Soukolí vyhovuje
Součinitel vrubové citlivosti zkušební kola při jednorázovém působení největšího zatížení	$Y_{\delta str}$	1,2		1,2	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 10
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu	S_{FStmin}	1,4		1,4	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 31
Součinitel koncentrace napětí při záběru špičkou zubu	Y_{Sa}	2		1,96	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, obr. 12
Součinitel koncentrace napětí	Y_S	2,218		2,173	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 32
Součinitel vrubové citlivosti při jednorázovém působení největšího zatížení	$Y_{\delta st}$	1,319		1,307	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 10
Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	σ_{FPmax}	885,440		885,440	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 32
Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_t	σ_{Fmax}	328,030		359,166	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 22
	$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$					Soukolí vyhovuje

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{NF} \quad (3.36)$$

$$f_{pb} = f_{pt} \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta \quad (3.37)$$

$$y_{\alpha} = 0,075 \cdot f_{pb} \quad (3.38)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (3.39)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (3.40)$$

$$\chi = \frac{2,3}{\rho_{Fn}} \quad (3.41)$$

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim}}{N_k}} \quad (3.42)$$

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_{wF} \cdot m} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \quad (3.43)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot Y_N}{\sigma_F} \cdot Y_X \cdot Y_{\delta} \quad (3.44)$$

Podmínka provozuschopnosti ozubení na ohyb:

$$S_F \geq S_{Fmin} \quad (3.45)$$

Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém zatížení

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} \quad (3.46)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot K_A \quad (3.47)$$

$$\sigma_{FPmax} = \frac{1,6 \cdot \sigma_{Flim} \cdot Y_{\delta St} \cdot Y_X}{S_{FSmin} \cdot Y_{\delta StT}} \quad (3.48)$$

$$Y_{\delta St} = 0,27 \cdot Y_S + 0,72 \quad (3.49)$$

$$Y_S = (0,8 + 0,2 \cdot \varepsilon_{\alpha}) \cdot Y_{SA} \quad (3.50)$$

3.8.2 Pevnostní kontrola soukolí „Mezikolo – kolo AC generátoru“

Tab. č. 3/14 Geometrie soukolí hnací mezikolo – kolo AC generátoru

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo AC gen.	Vztah	Jednotka
Modul	m	1,25			-	mm
Úhel záběru	α	20			-	°
Úhel sklonu zubů	β	0			-	°
Čelní modul	m_t	1,25			-	mm
Čelní úhel profilu	α_t	20			-	°
Počet zubů	z	71		77	-	-
Korekce	x	0,26		0,148	-	mm
ø roztečné kružnice	d	88,75		96,25	3.19	mm
Čelní úhel záběru provozní	α_{tw}	20,830			3.7	°
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	1,751			3.10	-
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	0			-	-
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	1,751			3.20	-
Pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk	bw_H	8			voleno	mm
Pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb	bw_F	10		8	voleno	mm
Otáčky	n	13 014		12 000	-	min ⁻¹

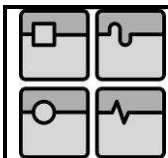
Tab. č. 3/15 Zatížení soukolí mezikolo – kolo AC generátoru

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo AC gen.	Vztah	Jednotka
Přenášený výkon	P	14			-	kW
Obvodová síla	F_t	230,3		230,3	3.21	N
Počet zatěžovacích cyklů	N_k	7,0.10 ⁹		2,2.10 ⁹	3.22	-

Materiál viz. tab. 3/10

Tab. č. 3/16 Kinematika soukolí

Název hodnoty	Značka	Velikost	Vztah	Jednotka
Obvodová rychlost	v	60,475	3.23	m.s ⁻¹



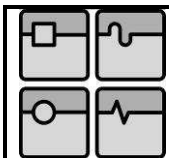
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tab. č. 3/17 Výpočet únavy v dotyku

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo AC gen.	Jednotka	Vztah/poznámka
Součinitel mechanických vlastností materiálů	Z_E	190			√MPa	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 3
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,44			-	3.24
Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	Z_e	0,866			-	3.25
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,25			-	ČSN 01 4686, část 2, tab. č. 3
Konstanta	K_P	7,51			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 11
Konstanta	K_Q	0,0193			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 11
Převodové číslo	u	1,085			-	viz kap, tab. č
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{HV}	3,190			-	3.26
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	K_{Hβ}	1,2			-	ČSN 01 4686, část 3, článek 82
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Hα}	1			-	ČSN 01 4686, část 3, článek 71
Součinitel přidavných zatížení	K_H	4,784			-	3.27
Součinitel životnosti*	Z_N	0,654		0,735		3.28
*Volba Z _N	*Z_N	1		1		Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4 se při Z _N <1 uvažuje Z _N =1
Součinitel maziva	Z_L	1		1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4 platí pro ozubená kola s broušenými zuby (Z _L · Z _R · Z _V) = 1
Součinitel výchozí drsnosti boku zubů	Z_R					
Součinitel obvodové rychlosti	Z_V					
Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů	σ_{HO}	316,927			MPa	3.29
Napětí v dotyku (Herzův tlak) ve valivém bodě	σ_H	693,227			MPa	3.30
Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození boku zubů	S_H	1,651		1,651	-	3.31
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti únavovému poškození boku zubů	S_{Hmin}	1,1		1,1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4
	S_H > S_{Hmin}					Soukolí vyhovuje
Součinitel vnějších dynamických sil z největšího přetížení	K_{AS}	1,25				Dle ČSN 01 4686, část 3, čl. 26, K _{AS} ≥ K _A
Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	σ_{HPmax}	775,052				3.34
Přípustné napětí v dotyku	σ_{Hmax}	2100				3.35
	σ_{Hmax} ≤ σ_{HPmax}					Soukolí vyhovuje

Tab. č. 3/18 Výpočet únavy v ohybu

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo AC gen.	Jednotka	Vztah/poznámka
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,25			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 3
Součinitel vnitřních dynamických sil pro ohyb	K_{FV}	3,190			-	4a, Dle ČSN 01 4686, část 2, čl. 53, část 3, čl 52 způsob A platí: $K_{HV}=K_{HF}$
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	$K_{F\beta}$	1,163			-	3.36
Exponent	NF	0,7				ČSN 01 4686, část 3, obr. č5 přílohy
Úchylka základní rozteče	f_{pb}	5,6			μm	3.37
Opotřebení boků zubů během záběhu soukolí	y_a	0,42			μm	3.38
Střední celková měrná tuhost páru zubů	c_7	20			N/mm. μm	ČSN 01 4686, část 3, tab. čl. 59
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Fu}	1			-	4a, ČSN 01 4686, část 3, čl. 72
Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	K_F	4,635			-	3.39
Součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí	Y_{FS}	4,32		4,32	-	ČSN 01 4686, část 3, obr. 6 až 8
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	0,935			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. 5
Součinitel vlivu záběru profilu	Y_{ϵ}	0,660			-	3.40
Poloměr křivosti patního přechodu náhradního přímého zubu	ρ_{Fn}	0,33		0,33	mm	ČSN 01 4686, část 3, obr. 9
Součinitel ostrosti vrubu	χ	6,970		6,970	-	3.41
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	2,190		2,190	-	ČSN 01 4686, část 5, obr. 10a
Součinitel velikosti	Y_x	1		1	-	ČSN 01 4686, část 3, obr. 17
Součinitel životnosti	Y_N	0,460		0,518	-	3.42
Volba Y_N	Y_N^	1		1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 5: je-li pro nitridovaná kola $Y_N < 1$ uvažuje se $Y_N=1$
Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty	σ_F	227,620		284,525	MPa	3.43
Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	S_F	6,783		5,426	-	3.44
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu na patě zubu	S_{Fmin}	1,1		1,1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 5
	$S_F > S_{Fmin}$					Soukolí vyhovuje
Součinitel vrubové citlivosti zkušební kola při jednorázovém působení největšího zatížení	$Y_{\delta str}$	1,2		1,2	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 10
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu	S_{FStmin}	1,4		1,4	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 31
Součinitel koncentrace napětí při záběru špičkou zubu	Y_{Sa}	2		1,96	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, obr. 12
Součinitel koncentrace napětí	Y_S	2,3		2,254	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 32
Součinitel vrubové citlivosti při jednorázovém působení největšího zatížení	$Y_{\delta st}$	1,341		1,329	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 10
Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	σ_{Fmax}	414,460		466,356	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 32
Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_t	σ_{Fmax}	21,635		17,308	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 22
	$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$					Soukolí vyhovuje

**3.8.3 Pevnostní kontrola soukolí „Mezikolo – kolo DC generátoru“**

Tab. č. 3/19 Geometrie soukolí hnací mezikolo – kolo AC generátoru

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo DC gen.	Vztah	Jednotka
Modul	m	1,25			-	mm
Úhel záběru	α	20			-	°
Úhel sklonu zubů	β	0			-	°
Čelní modul	m_t	1,25			-	mm
Čelní úhel profilu	α_t	20			-	°
Počet zubů	z	71		92	-	-
Korekce	x	0,26		0,2513	-	mm
Ø roztečné kružnice	d	88,75		115	3.19	mm
Čelní úhel záběru provozní	α_{tw}	20,939			3.7	°
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	1,750			3.10	-
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	0			-	-
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	1,750			3.20	-
Pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk	bw_H	8			voleno	mm
Pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb	bw_F	10		8	voleno	mm
Otáčky	n	13 014		10 043	-	min ⁻¹

Tab. č. 3/20 Zatížení soukolí mezikolo – kolo DC generátoru

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo DC gen.	Vztah	Jednotka
Přenášený výkon	P	16			-	kW
Obvodová síla	F_t	263,0		263,0	3.21	N
Počet zatěžovacích cyklů	N_k	7,0.10 ⁹		1,8.10 ⁹	3.22	-

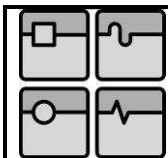
Materiál viz. tab. 3/10

Tab. č. 3/21 Kinematika soukolí

Název hodnoty	Značka	Velikost	Vztah	Jednotka
Obvodová rychlost	v	60,475	3.23	m.s ⁻¹

Tab. č. 3/22 Výpočet únavy v dotyku

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo DC gen.	Jednotka	Vztah/poznámka
Součinitel mechanických vlastností materiálů	Z_E	190			$\sqrt{\text{MPa}}$	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 3
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,433			-	3.24
Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	Z_{ϵ}	0,866			-	3.25
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,25			-	ČSN 01 4686, část 2, tab. č. 3
Konstanta	K_P	7,51			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 11
Konstanta	K_Q	0,0193			-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 11
Převodové číslo	u	1,296			-	viz kap, tab. č
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{HV}	3,358			-	3.26
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	$K_{H\beta}$	1,2			-	ČSN 01 4686, část 3, článek 82
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1			-	ČSN 01 4686, část 3, článek 71
Součinitel přídavných zatížení	K_H	5,037			-	3.27
Součinitel životnosti*	Z_N	0,654		0,749		3.28
*Volba Z_N	* Z_N	1		1		Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4 se při $Z_N<1$ uvažuje $Z_N=1$
Součinitel maziva	Z_L	1		1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4 platí pro ozubená kola s broušenými zuby $(Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) = 1$
Součinitel výchozí drsnosti boku zubů	Z_R					
Součinitel obvodové rychlosti	Z_V					
Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů	σ_{HO}	324,262			MPa	3.29
Napětí v dotyku (Herzův tlak) ve valivém bodě	σ_H	724,739			MPa	3.30
Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození boku zubů	S_H	1,573		1,573	-	3.31
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti únavovému poškození boku zubů	S_{Hmin}	1,2		1,2	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 4
	$S_H > S_{Hmin}$					Soukolí vyhovuje
Součinitel vnějších dynamických sil z největšího přetížení	K_{AS}	1,25				Dle ČSN 01 4686, část 3, čl. 26, $K_{AS} \geq K_A$
Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	σ_{HPmax}	813,637				3.34
Přípustné napětí v dotyku	σ_{Hmax}	2100				3.35
	$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$					Soukolí vyhovuje



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tab. č. 3/23 Výpočet únavy v ohybu

Název hodnoty	Značka	Mezikolo		Kolo DC gen.	Jednotka	Vztah/poznámka
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A		1,25		-	ČSN 01 4686, část 3, tab. č. 3
Součinitel vnitřních dynamických sil pro ohyb	K_{FV}		3,358		-	4a, Dle ČSN 01 4686, část 2, čl. 53, část 3, čl 52 způsob A platí: $K_{HV}=K_{HF}$
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	$K_{F\beta}$		1,163		-	3.36
Exponent	NF		0,7			ČSN 01 4686, část 3, obr. č5 přílohy
Úchylka základní rozteče	f_{pb}		5,6		μm	3.37
Opotřebení boků zubů během záběhu soukolí	y_a		0,42		μm	3.38
Střední celková měrná tuhost páru zubů	c_γ		20		N/mm. μm	ČSN 01 4686, část 3, tab. čl. 59
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Fa}		1		-	4a, ČSN 01 4686, část 3, čl. 72
Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	K_F		4,88		-	3.39
Součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí	Y_{FS}	4,33		4,36	-	ČSN 01 4686, část 3, obr. 6 až 8
Součinitel sklonu zubu	Y_β		0,935		-	ČSN 01 4686, část 3, tab. 5
Součinitel vlivu záběru profilu	Y_ϵ		0,660		-	3.40
Poloměr křivosti patního přechodu náhradního přímého zubu	ρ_{Fn}	0,33		0,32	mm	ČSN 01 4686, část 3, obr. 9
Součinitel ostrosti vrubu	χ	6,970		7,188	-	3.41
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	2,2		2,2	-	ČSN 01 4686, část 5, obr. 10a
Součinitel velikosti	Y_x	1		1	-	ČSN 01 4686, část 3, obr. 17
Součinitel životnosti	Y_N	0,460		0,527	-	3.42
Volba Y_N	Y_N^	1		1	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 5: je-li pro nitridovaná kola $Y_N < 1$ uvažuje se $Y_N = 1$
Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty	σ_F	274,294		345,243	MPa	3.43
Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	S_F	5,655		4,492	-	3.44
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu na patě zubu	S_{Fmin}	1,2		1,2	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 5
$S_F > S_{Fmin}$					Soukolí vyhovuje	
Součinitel vrubové citlivosti zkušebního kola při jednorázovém působení největšího zatížení	$Y_{\delta St}$	1,2		1,2	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 10
Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu	S_{FStmin}	1,4		1,4	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 31
Součinitel koncentrace napětí při záběru špičkou zubu	Y_{Sa}	2		1,96	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, obr. 12
Součinitel koncentrace napětí	Y_S	2,3		2,254	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 32
Součinitel vrubové citlivosti při jednorázovém působení největšího zatížení	$Y_{\delta St}$	1,341		1,329	-	Dle ČSN 01 4686, část 3, tab. 10
Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	σ_{Fmax}	414,452		474,721	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 32
Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_t	σ_{Fmax}	18,987		15,0860	MPa	Dle ČSN 01 4686, část 3, str. 22
$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$					Soukolí vyhovuje	

3.8.4 Výsledek pevnostní optimalizace soukolí

Požadovaným výstupem pevnostní optimalizace ozubení bylo stanovit šířku navrženého ozubení (b_w) tak, aby ozubení spolehlivě přenášelo zadané výkony po zadanou dobu životnosti. Šířka ozubení jednotlivých kol však není stejná. Důvodem je 100 % dosažení „celošířkového“ záběru pastorku do příslušného protikola, při respektování možných osových posunů ozubených kol, daných součtem mezních úchylek příslušného rozměrového řetězce. Pevnostní kontrola ozubení byla provedena dle normy ČSN 01 4686 (4). Ozubená kola AC a DC generátoru byla počítána na max. přenášený výkon 14 kW, resp. 16 kW. Hnací kolo a mezikolo byly počítány na součtový přenášený výkon – 30 kW. Pro posouzení bezpečnosti byla v případě mezikola vybrána nejnižší hodnota bezpečnosti, která odpovídá nejvíce zatíženému záběru (hnací kolo/mezikolo). Výsledky pevnostní optimalizace jsou uvedeny v tab. č. 3/24.

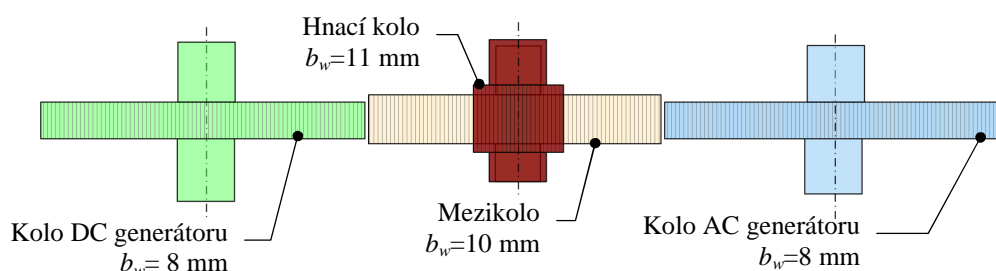
Tab. 3/24 Výsledky pevnostní optimalizace

Název kola	S_H (-)	S_{Hmin} (-)	S_F (-)	S_{Fmin} (-)	Šířka ozubení b_w (mm)	Přenášený výkon (kW)
Hnací kolo	1,18	1,1	4,55	1,2	11	30
Mezikolo	1,18		4,49		10	30
Kolo AC generátoru	1,65		5,42		8	14
Kolo DC generátoru	1,57		4,49		8	16

Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození boků zubů S_H musí být vyšší než součinitel bezpečnosti S_{Hmin} . Dle ČSN 01 4686 lze S_{Hmin} uvažovat 1,1. (4).

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu S_F musí být vyšší než součinitel bezpečnosti S_{Fmin} . Pro pravděpodobnost přežití 99% se dle ČSN 01 4686 doporučuje hodnota S_{Fmin} 1,2 (4).

Z výše uvedených výsledků pevnostního výpočtu plyne, že všechna ozubená kola mají dostatečně vysokou bezpečnost pro zadanou životnost 3000 provozních hodin. Perspektivně je možné také použít elektrické generátory o vyšším výkonu.



Obr. 3.10 Soukolí převodovky – šířky jednotlivých kol (pohled shora)

4 Návrh převodovky

Před vlastním návrhem převodovky je nutné rekapitulovat kromě požadovaných funkcí převodovky i jednotlivé aspekty, které ovlivňují konstrukci převodovky a její výslednou podobu. Výchozím podkladem pro návrh převodovky je kinematické schéma (viz obr. 3.3). Osově vzdálenosti ozubených kol m.j. zajišťují to, že ložiska kol (na straně k turbomotoru) jsou mimo půdorys příruby turbomotoru. Díky tomu může být čelní rovina ozubených kol umístěna bezprostředně před přírubu turbomotoru. To umožní minimalizovat délku hnacího hřídele převodovky a přizpůsobit ho výstupnímu hřídeli turbomotoru. Skříň převodovky bude tedy sdružovat prostor pro ozubená kola, přírubu pro montáž k turbomotoru na jedné straně a příruby pro připojení elektrických generátorů na straně druhé. Vlastní podoba převodovky bude dále značně ovlivněna integrací olejového systému do převodovky.

4.1 Řešení olejového okruhu

Mezi nejdůležitější prvky, které je nutno respektovat při vlastní návrhu převodovky je olejový okruh. Požadavek na něj je obecně formulován v kap. 2.2. Olejový okruh převodovky musí tedy zabezpečit:

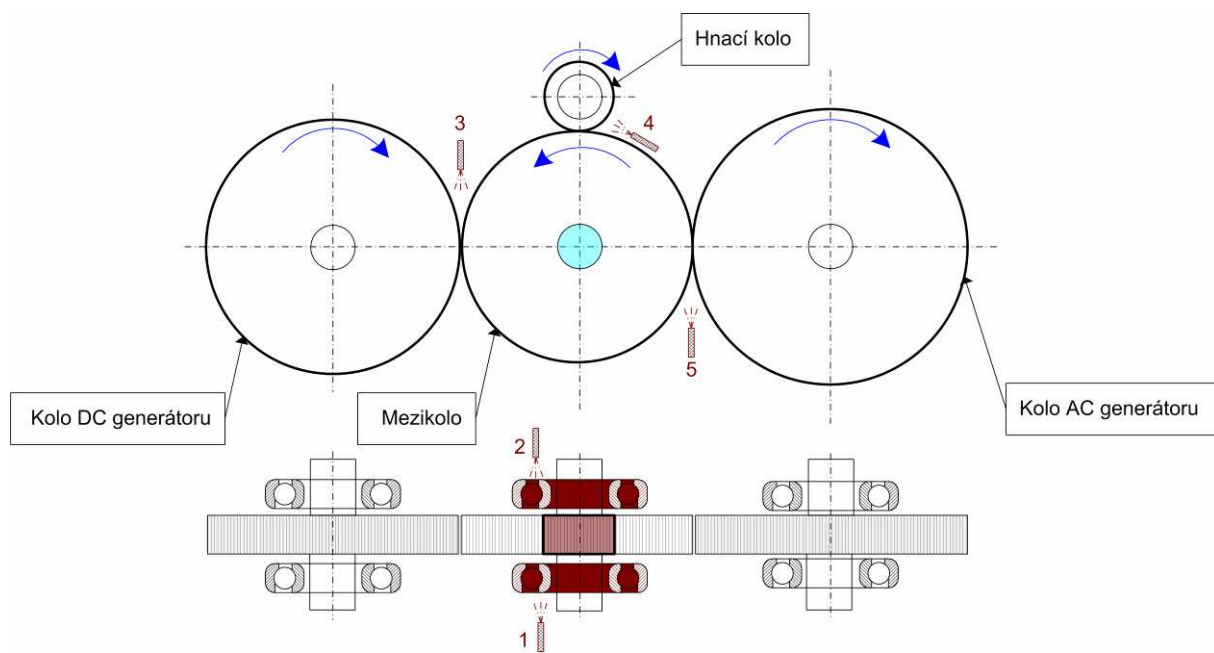
- a) Mazání a chlazení ložisek turbomotoru a převodovky
- b) Mazání a chlazení záběrů jednotlivých soukolí
- c) Odloučení oleje z okruhu odvětrání převodovky (do převodovky proniká tlakový vzduch z labyrintové ucpávky hnacího hřídele převodovky a dále z ucpávek kompresoru a turbíny turbomotoru – společný olejový okruh s turbomotorem)
- d) Filtraci oleje
- e) Chlazení oleje
- f) Regulaci konstantního tlaku olejového okruhu
- g) Odstavení turbomotoru v případě havarijního poklesu tlaku oleje
- h) Provozní zásobu oleje

Soukolí navržené převodovky je co do velikosti obvodové rychlosti (61 m.s^{-1}) klasifikováno jako rychloběžné (17). Pro tak velké obvodové rychlosti není možné použít brodivé mazání (17), ale mazání tlakové, které zajistí přísun oleje do záběru jednotlivých soukolí – z toho plyne nutnost tzv. mazání se suchou skříní. Dále je nutné zajistit tlakové mazání rychloběžných ložisek hnacího hřídele (zkušenost s převodovkami APU, které jsou co do obvodových rychlostí soukolí podobné).

V popisu kinematického schématu (kap. 3.4) je uvedeno, že osa s nejmenšími otáčkami (kolo DC generátoru $10\,043 \text{ min}^{-1}$) může být použita pro pohon olejového čerpadla, což bude akceptováno. Konstrukce převodovky bude dále ovlivněna skutečností, že vnitřní prostor převodovky je při provozu „zahlcován“ vzduchem z hřídelové ucpávky hlavního hřídele. To spolu s přítomností mazacího systému ložisek a soukolí převodovky znamená, že uvnitř

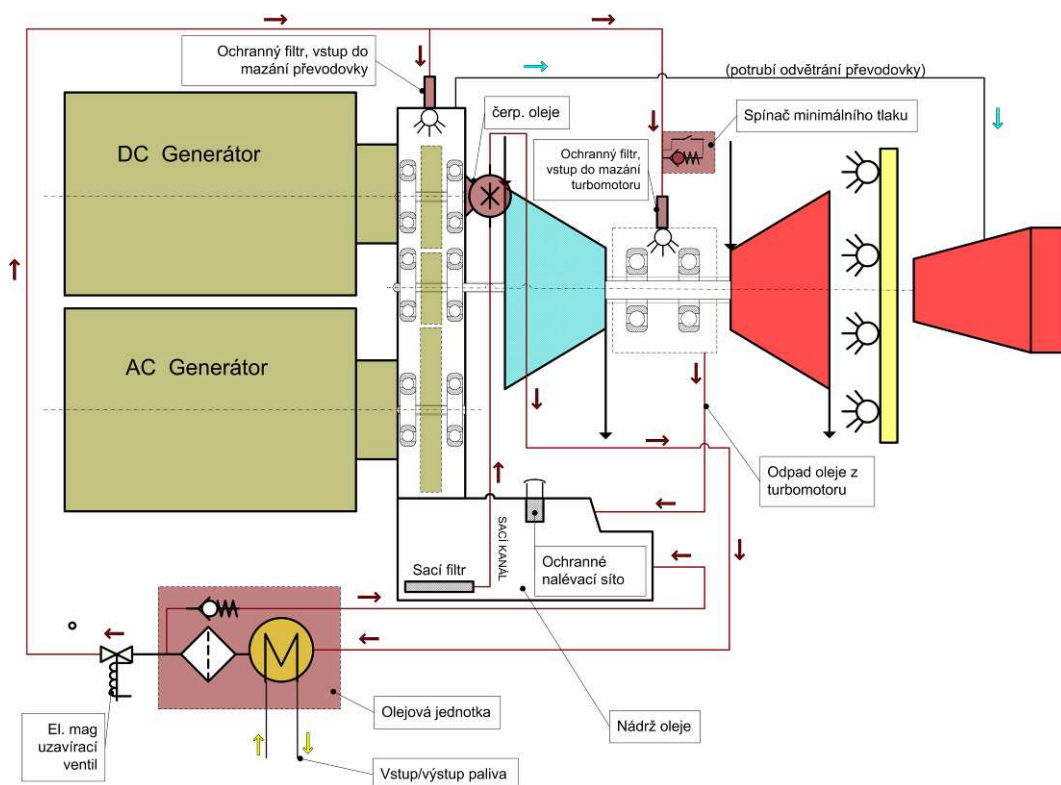
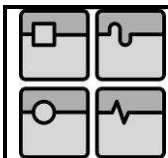
převodovky se nachází směs oleje a vzduchu (olejová mlha). Při požadavku na společný olejový okruh převodovky a turbomotoru je nutné dále respektovat to, že odpad oleje z ložiskové části turbomotoru, který bude ústít do olejové nádrže, je rovněž tvořen olejovou mlhou (do odpadu oleje proniká vzduch z turbínové a kompresorové ucpávky turbomotoru). Převodovka musí být proto vybavena účinným odlučovačem oleje, který zabezpečí, že do okruhu odvětrání převodovky se dostane minimum oleje. S ohledem na kinematické schéma převodovky bude využito mezikola, které bude sloužit jako rotační odlučovač oleje. Využití kola převodovky jako rotačního odlučovače je typické u rychloběžných převodovek. Funkce rotačního odlučovače spočívá v tom, že dutým hřídelem kola převodovky prochází olejová mlha do výstupního potrubí odvětrání. Částice oleje jsou odstředivou silou vrženy na vnitřní stěny hřídele a radiálními otvory v hřídeli odchází do vnitřního prostoru převodovky. Vzduch zbavený částic oleje potom vychází z dutiny hřídele do potrubí odvětrání převodovky, které ústí do výfuku turbomotoru.

Prvním krokem pro komplexní návrh olejového okruhu je vytvoření příslušných schémat, které slouží jako vodítko pro konstrukční návrh.



Obr. 4.1 Mazání soukolí převodovky a ložisek hnacího hřídele

Koncepce mazání soukolí převodovky a ložisek hnacího hřídele je uvedena na obr. 4.1. Mazací trysky tlakového mazání jsou označeny čísly 1 až 5. Modře zvýrazněná hřídel mezikola představuje funkční část odlučovače oleje. Schéma komplexního mazacího okruhu převodovka – turbomotor je uvedeno na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Společný mazací okruh převodovky a turbomotoru

Popis funkce společného olejového okruhu převodovka – turbomotor je následující:

Čerpadlo oleje nasává olej přes ochranný filtr, který je potrubím dále přiveden do olejové jednotky, kde je v palivoolejovém výměníku olej ochlazen a vstupuje do olejového filtru. Tlakový ventil za olejovým filtrem udržuje konstantní výstupní tlak 130 kPa. Přepad „ochlazeného“ oleje z tlakového ventilu je veden zpět do nádrže. Z palivoolejového výměníku vystupuje olej přes el. magnetický uzavírací ventil do propojovacího potrubí a je dále rozváděn ke vstupním hrdlům mazání převodovky a turbomotoru. Elektromagnetický ventil, který je ovládán řídicí jednotkou turbomotoru uzavře výstup oleje v okamžiku odstavení motoru. Je to z důvodu zabránění úniku oleje labyrintovými ucpávkami, které nejsou po odstavení zahlcovány vzduchem. Vstupní hrdla mazání turbomotoru a převodovky jsou opatřena ochrannými filtry. Na vstupu do mazání turbomotoru je dále umístěn tlakový ventil, který zajistí vyslání potřebného signálu do řídicí elektroniky turbomotoru v případě havarijního poklesu tlaku oleje. Olej z prostoru převodovky odchází přes odpadní kanály přímo do „mokré“ části skříně převodovky, která je propojena s olejovou nádrží (nádrž bude součástí převodovky). Odpadní olej (přesněji směs oleje a vzduchu) z turbomotoru vstupuje do nádrže propojovacím potrubím.

Olejový okruh je navržen v souladu s potřebami mazacích okruhů turbomotorů vyráběných v PBS Velká Bíteš, a.s.. Díky této podobnosti budou ze stávajících okruhů použity následující přístroje:

- olejová jednotka
- el. mag. uzavírací ventil
- snímač minimálního tlaku
- soukolí olejového čerpadla
- ochranné filtry

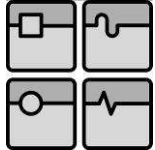
V rámci unifikace přístrojů olejového hospodářství turbomotorů a APU vyráběných v PBS Velká Bíteš, a.s., je hodnota tlaku mazacího oleje jednotná - 130 kPa. Mazací trysky používané pro mazání ložisek převodovek a soukolí APU mají rovněž jednotný průměr. Při teplotě oleje 20 °C a tlaku 130 kPa proteče turbomotorem přibližně 30 l oleje za hodinu. V převodovce bude použito 5 ks rozměrově unifikovaných mazacích trysek o Ø 0,4 mm, které při tlaku 130 kPa a teplotě oleje 20 °C vykazují průtok 33 ± 2 l/hod. Olejová čerpadla APU (poháněná od náhonu převodovky) jsou navrhována na průtok přibližně o 40 % vyšší, než je průtok turbomotorem a převodovkou – je to z důvodu zajištění spolehlivého mazání již v režimu rozběhu turbomotoru, který může trvat až 50 sec. Pro mazání turbomotorů se (podle typu) používají elektricky poháněná olejová čerpadla nebo čerpadla poháněná od příslušného náhonu převodovky.

Pro mazání navrhované převodovky bude použito soukolí z elektricky poháněného olejového čerpadla (vyráběného v PBS Velká Bíteš, a.s.), které při tlaku 130 kPa a otáčkách $10\,000\text{ min}^{-1}$ vykazuje průtok 90 l/hod. Kolo DC generátoru navrhované převodovky má provozní otáčky $10\,043\text{ min}^{-1}$. Potřeba olejové soustavy převodovky je přibližně 63 l/hod (30 l/hod turbomotor, 33 l/hod převodovka). Použité čerpadlo tedy zajistí průtok oleje mazací soustavou na 143 % nominálního průtoku, což zajišťuje jistou rezervu průtoku v režimu rozběhu turbomotoru.

Soukolí olejového čerpadla reprezentuje hydrostatické čerpadlo typu G-rotor. Čerpadla tohoto typu se hojně používají např. v automobilovém průmyslu pro mazání motorů. Mezi jejich hlavní přednosti patří konstrukční jednoduchost, která spočívá v jednohřídelovém uspořádání. Hnací hřídel pohání vnitřní kolo, které je vůči vnějšímu kolu vyoseno. Vnitřní kolo má o jeden „zub“ méně než vnější kolo, které je vnitřním kolem unášeno. Zvětšování a zmenšování mezizubových mezer potom vytváří potřebnou čerpací funkci. Do olejového čerpadla převodovky bude použita (kromě samotného soukolí) rovněž geometrie sacích a výtlačných kanálů, která je aplikována na čerpadle, ze kterého pochází použité soukolí. Metodika návrhu a technologie výroby použitého soukolí čerpadla typu G-rotor je know-how PBS Velká Bíteš, a.s..



Obr. 4.3 soukolí čerpadla G-rotor

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.2 Volba ložisek

Volba ložisek je úloha, kdy konstruktér musí zvolit takové ložisko, které bude splňovat především požadavky únosnosti, pracovních otáček, trvanlivosti při dané pracovní teplotě a jehož zástavbové rozměry budou v akceptovatelných dimenzích. Rozměry ložisek jsou dále limitovány podmínkou smontovatelnosti a demontovatelnosti daného uzlu. Pro zařízení, u kterého se očekává kusová až malosériová výroba, je rovněž vhodné vycházet ze zavedených skladových zásob ložisek. Docílí se tím kromě jiného i určitá součástková unifikace, která v daném případě přispívá ke snižování nákladů.

Pro vysokootáčkové letecké převodovky se standardně používají kuličková ložiska, která se od „běžných“ ložisek liší zejména čistotou použitých materiálů, výrobními tolerancemi a konstrukcí ložiskové klece. Při volbě souboru ložisek pro navrhovanou převodovku bylo (s ohledem na dynamickou únosnost a maximální otáčky) přednostně přihlíženo k typorozměrům ložisek, která se používají v převodovkách APU vyráběných PBS Velká Bíteš a která jsou v této firmě běžně skladem.

Uložení hnacího hřídele převodovky je do jisté míry limitované potřebou respektování „unifikovaných“ zástavbových rozměrů hnacího hřídele na straně připojení k turbomotoru. Hnací hřídel dále tvoří rychloběžnou část převodovky, která je na způsob uložení poměrně citlivá. Z těchto důvodů bude zástavbový prostor dimenzován na ložiska používaná na hnacím hřídeli převodovky APU.

Volba ložiska pro uložení kol AC a DC generátorů (na straně připojovacích přírub el. generátorů) je omezena připojovacími rozměry drážkování (pohon DC generátoru) a dále především rozměry použitých hřídelových ucpávek. Jedná se o provozně ověřené těsnící elementy převzaté z převodovky APU, které slouží pro utěsnění výstupních hřídelů el. generátorů proti úniku oleje z prostoru převodovky. Toto utěsnění je realizováno prostřednictvím uhlíkových třecích ucpávek, které mají určité zástavbové rozměry. Těmto rozměrům musí být přizpůsoben rozměr ložisek (respektive průměr jejich vnitřního kroužku). Pro obvodové rychlosti 19 m.s^{-1} (obvodová rychlost kola AC generátoru v místě ucpávky) je použití klasických rotačních hřídelových těsnění (gufer) nevyhovující.

V rámci návrhu skříně převodovky bude pro úložná místa ložisek mezikola a „zadní“ části kol AC a DC generátoru kalkulováno s rozměry ložisek, která jsou rozměrově identická s ložisky hnacího hřídele.

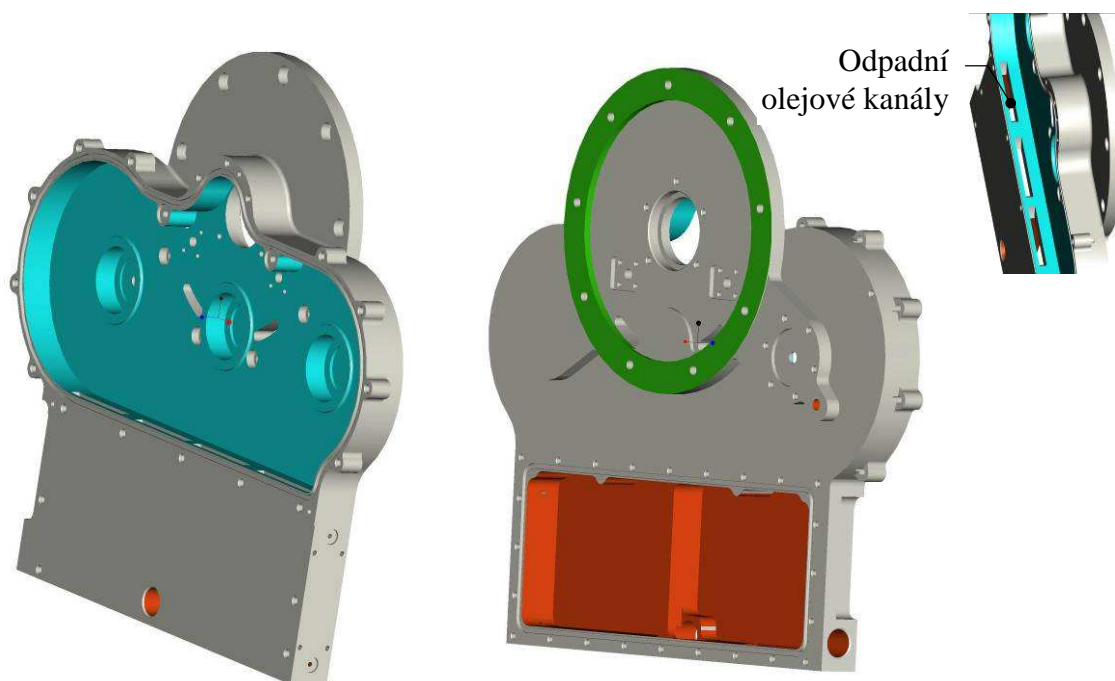
Uložení všech hřídelů převodovky bude dále vyžadovat určitá konstrukční specifika, především s ohledem na rozsah provozních teplot ($-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ až $+80 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Jedná se o kompenzaci tepelné roztažnosti hřídelů převodovky. Vnější ložiskový kroužek jednoho z dvojice ložisek na hřídeli bude ve skříní uložen s vůlí a přitlačován sinusovou pružinou. Toto opatření eliminuje tepelnou roztažnost hřídelů, vymezuje vůli v ložiscích a zajišťuje (v důsledku axiálního předepnutí) klidný chod ložisek. Hodnota axiálního předpětí pro jednotlivá soukolí vychází z všeobecného doporučení výrobce ložisek.

Volba výše uvedených ložisek pro jednotlivé osy převodovky vycházela z hrubých výpočtů reakčních sil do ložisek. Po návrhu skříně převodovky, kdy bude pevně stanovena poloha ložisek na příslušném hřídeli bude možné provést přesný výpočet reakčních sil do příslušného ložiska a následně výpočet trvanlivosti daného ložiska a posouzení jeho vhodnosti. Návrh ložisek předpokládá použití pouze dvou typů ložisek pro celou převodovku.

4.3 Řešení skříně převodovky

Skříň převodovky sestává z tělesa a víka převodovky. Těleso převodovky je hlavní nosný prvek, v jehož horní části je prostor soukolí (obr. 4.4 modře), který je prostřednictvím odpadních olejových kanálů (detail obr. 4.4) propojen se spodní částí, tvořenou olejovým prostorem a přírubou olejové nádrže (obr 4.4 červeně). Prostor soukolí „kopíruje“ tvar kinematického schématu soukolí (obr. 3.3) a měl zásadní vliv na konečnou podobu převodovky jako celku. Součástí tělesa převodovky je dále příruba pro spojení převodovky s turbomotorem (obr 4.4 zeleně).

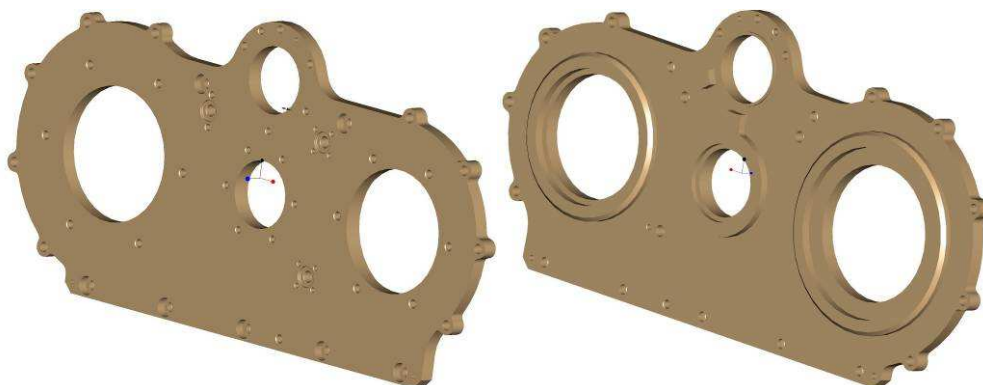
Co se týče volby materiálu skříně převodovky – s ohledem na nízkou hmotnost a snadnou vyrobiteľnost bude použita hliníková slitina EN AW 2024 T351 (R_m 420 MPa), ekvivalent ČSN 424203.61 (6). Tento materiál bude použit i na ostatní „neocelové“ dílce (příruby generátorů, nosič ložisek, atd.). Povrchová ochrana hliníkových dílců bude provedena eloxováním – konkrétně eloxací v kyselině chromové ONL 1831.17 – (13).



Obr. 4.4 Skříň převodovky

Víko převodovky (obr. 4.5) „uzavírá“ prostor soukolí (obr. 4.4 modře) a současně slouží jako „úložné“ místo ložiska mezikola. Vzájemná poloha tělesa a víka převodovky je daná prostřednictvím trojice středících kolíků. K víku převodovky se dále montují příruby

elektrických generátorů, které nesou ložiska hřídelů AC a DC generátoru a příslušné ucpávky, které těsní prostor soukolí proti úniku mazacího oleje.



Obr. 4.5 Víko převodovky

4.4 Výpočet trvanlivosti ložisek

Po kompletním návrhu skříně převodovky byla kromě geometrie jednotlivých hřídelů převodovky rovněž stanovena úložná místa ložisek, což umožňuje provést výpočet reakčních sil do příslušného ložiska a následně výpočet trvanlivosti daného ložiska.

Základní trvanlivost ložisek $L_{10,ISO}$ (7), (8) byla vypočtena pro maximální zatížení. Provozní teploty ložisek byly odhadnuty na 80 °C, resp. 100 °C pro ložiska hnacího kola. Axiální síly v ložiscích, se kterými je kalkulováno dále ve výpočtech jsou dány působením sinusových pružin, kterými jsou jednotlivá ložiska předepjata. Příslušné axiální síly byly stanoveny jako katalogová doporučení výrobce ložisek.

Výpočet trvanlivosti ložisek je proveden dle normy ISO 281:1990 (7). Dle této normy je trvanlivost definována jako počet provozních hodin, které ložisko vykoná, než se projeví první známky únavy materiálu (odlupování materiálu, trhlinky) na jednom z kroužků či valivých tělesech. Metodika L_{10} předpokládá, že 90 % ložisek v dostatečně velké skupině dosáhne nebo překročí danou trvanlivost. Základní trvanlivost dle ISO 281:1990 (7) je:

$$L_{10,ISO} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{ekv}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (4.1)$$

C_{dyn}	dynamická únosnost ložiska	(N)
F_{ekv}	ekvivalentní zatížení ložiska	(N)
n	otáčky	(min ⁻¹)

Výpočet trvanlivosti ložisek $L_{10,ISO}$ představuje základní výpočet, který nezahrnuje vliv materiálu ložiska, konstrukce, provozní teploty, uložení, atd. V navržené převodovce jsou použita „letecká“ ložiska, která se vyznačují zejména přesností, čistotou použitého materiálu a konstrukcí klece. Pro stanovení jejich trvanlivosti byla použita alternativní metoda – $L_{10,STLE}$ ZARETSKY (19), která v sobě integruje výše jmenované aspekty.

$$L_{10,STLE} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10,ISO} \quad (4.2)$$

- a_1 součinitel spolehlivosti (pro 90 % $a_1 = 1$)
 a_2 součinitel materiálu
 a_3 součinitel zohledňující teplotu ložiska a jeho zástavbu

Součinitel materiálu ložiskových kroužků a_2 závisí na použitém materiálu, procesu jeho výroby a tepelném a mechanickém zpracování materiálu. Vlastní výpočet je potom podíl trvanlivosti materiálu LF_{mat} (LF =Life Factor) a efektivního součinitele trvanlivosti LF_{eff} , který pro kuličkové ložisko má hodnotu 2,2. Pro výrobu ložisek pro letectví se používá materiál 52100, přetavený ve vakuu (součinitel tavícího procesu $LF_{tav} = 1,5$).

$$a_2 = \frac{LF_{mat}}{LF_{eff}} \cdot LF_{tav} = \frac{3,0}{2,2} \cdot 1,5 = 2,05$$

Mezi další výpočtové metody stanovení trvanlivosti ložisek patří např. L_{SKF} (10). Tato metoda rozšiřuje základní výpočet L_{ISO} o vliv mazání a znečištění ložiska a dále o vliv mezního únavového zatížení materiálu.

4.5 Výpočet zatížení ložisek

Pro stanovení reakčních sil v ložiscích je nutné nejprve vypočítat reakční síly v ozubení a následně pomocí momentové rovnováhy stanovit příslušné reakční síly v ložiscích.

Kroutící moment:

$$M_k = \frac{P}{\omega} \quad (4.3)$$

Obvodová složka zatížení:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} \quad (4.4)$$

Radiální složka zatížení:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{tw} \quad (4.5)$$

Celkové zatížení:

$$F_{tb} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{tw}} \quad (4.6)$$

Zatížení ložiska L1 v rovině Y:

$$F_{l1_y} = \frac{F_t \cdot b}{l} \quad (4.7)$$

Zatížení ložiska L2 v rovině Y:

$$F_{l2_y} = \frac{F_t \cdot a}{l} \quad (4.8)$$

Zatížení ložiska L1 v rovině Z:

$$F_{l1_z} = \frac{F_r \cdot b}{l} \quad (4.9)$$

Zatížení ložiska L2 v rovině Z:

$$F_{l2_z} = \frac{F_r \cdot a}{l} \quad (4.10)$$

Výsledná radiální síla v ložisku L1:

$$F_{radL1} = \sqrt{F_{l1_y}^2 + F_{l1_z}^2} \quad (4.11)$$

Výsledná radiální síla v ložisku L2:

$$F_{radL2} = \sqrt{F_{l2_y}^2 + F_{l2_z}^2} \quad (4.12)$$

Ekvivalentní síla v ložisku L1:

$$F_{ekv_L1} = X \cdot F_{radL1} + Y \cdot F_{axL1} \quad (4.13)$$

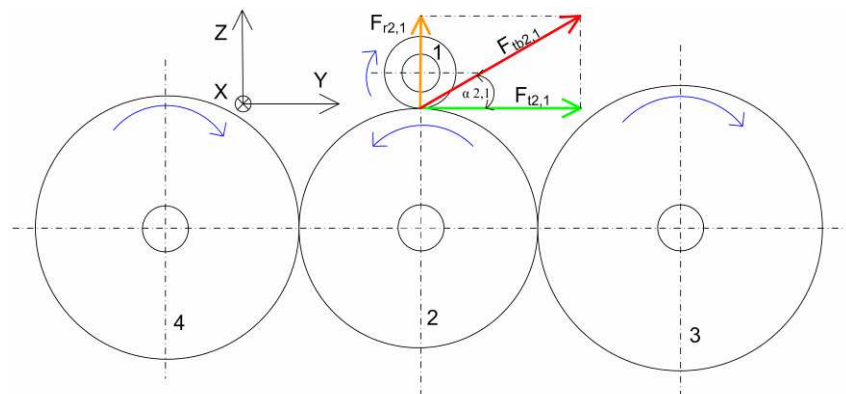
Ekvivalentní síla v ložisku L2:

$$F_{ekv_L2} = X \cdot F_{radL2} + Y \cdot F_{axL2} \quad (4.14)$$

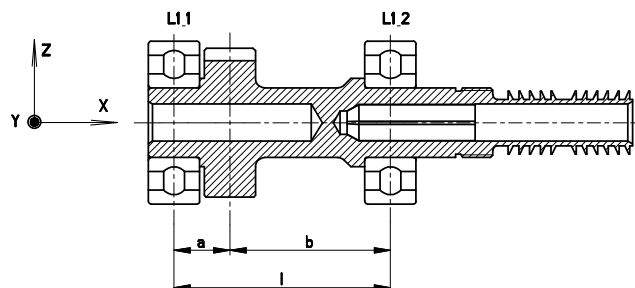
Koeficienty X a Y použité ve vztazích (4.13) a (4.14) pro výpočet ekvivalentních sil v ložiscích, jsou pro příslušná ložiska tabelizována v katalogu výrobce.

Vzhledem k rozsahu výpočtů pro stanovení sil v ozubení a trvanlivostí ložisek jsou veškeré vztahy pro výpočet reakčních sil a trvanlivostí ložisek řešeny v programu MS EXCEL.

4.5.1 Zatížení a trvanlivost ložisek hnacího hřídele



Obr. 4.6 Silové poměry na pastorku hnacího kola

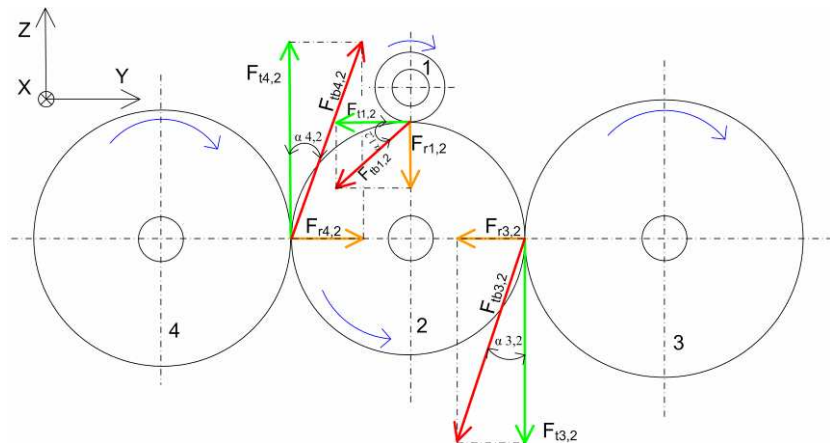


Obr. 4.7 Umístění ložisek na hnacím hřídeli

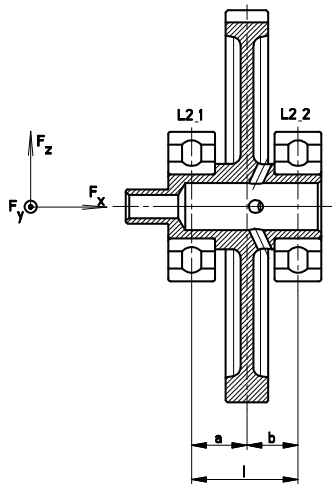
Tab. 4/1 – Silové poměry a trvanlivosti ložisek hnacího hřídele při zátěži 30 kW

P _{mech} (kW)	n (min ⁻¹)	α _{tw} (°)	d _w (mm)	M _k (Nm)	F _{t2,1} (N)	F _{r2,1} (N)	F _{tb2,1} (N)	a	b	l		
30	40 174	21,9	29,1	7,13	489,8	196,89	527,90	12	34,5	46,5		
Ložisko	X	Y	a ₂	a ₃	F _{ax} (N)	F _{ly} (N)	F _z (N)	F _{ekv} (N)	C _{dyn} (N)	L _{10,ISO} (hod)	L _{10,STLE} (hod)	Typ ložiska
L_1_1	0,56	1,35	2,05	1,09	120	363,41	146,08	381,34	8410	4 450	9 944	PLC 03-45
L_1_2	0,56	1,35			120	126,4	50,8	238,29	8410	18 237	40 750	PLC 03-45

4.5.2 Zatížení a trvanlivost ložisek mezikola



Obr. 4.8 Silové poměry na mezikole

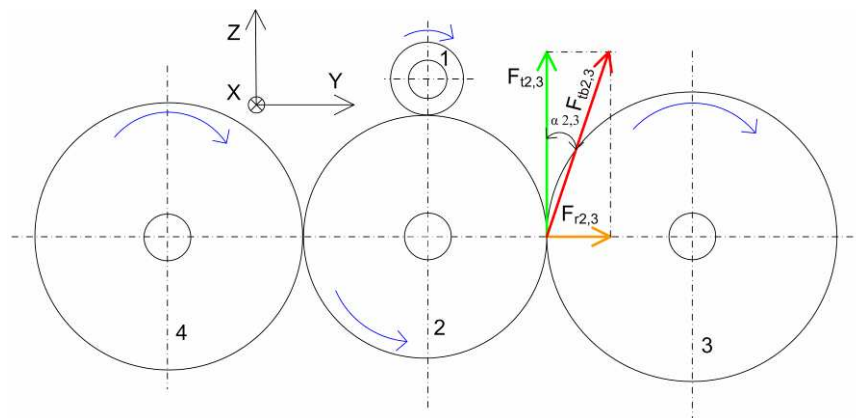


Obr. 4.9 Umístění ložisek na mezikole

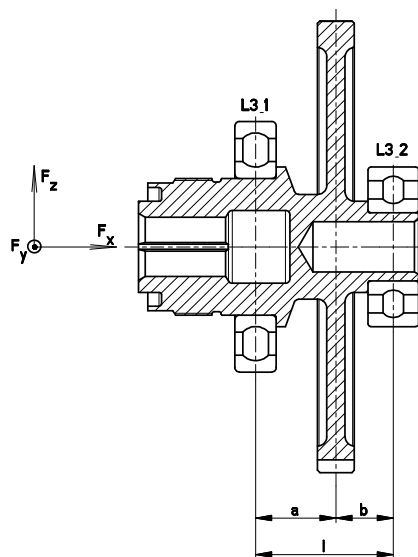
Tab. 4/2 – Silové poměry a trvanlivosti ložisek mezikola při zátěži DC 16 kW, AC 14 kW

P _{mech} (kW)	n (min ⁻¹)	a _{tw} (°)	d _w (mm)	M _k (Nm)	F _t (N)	F _r (N)	F _{tb} (N)	a	b	l		
P _{mech,celk} 30	13 014	21,8	89,2	22,01	F _{t1,2} -493,40	F _{r1,2} -187,72	F _{tb1,2} 527,91	12,5	12,5	25		
P _{mech, AC} 14					F _{t3,2} -230,25	F _{r3,2} -87,6	F _{tb3,2} 246,36					
P _{mech,DC} 16					F _{t4,2} 263,15	F _{r4,2} 100,12	F _{tb4,2} 281,55					
Ložisko	X	Y	a ₂	a ₃	F _{ax} (N)	F _{ly} (N)	F _z (N)	F _{ekv} (N)	C _{dyn} (N)	L _{10,ISO} (hod)	L _{10,STLE} (hod)	Typ ložiska
L_2_1	0,56	1,35	2,05	1,46	60	-240,44	-77,41	222,46	8410	60 913	182 312	PLC 03-45
L_2_2	0,56	1,35			60	-240,44	-77,41	222,46	8410	60 913	182 312	PLC 03-45

4.5.3 Zatížení a trvanlivost ložisek kola AC generátoru



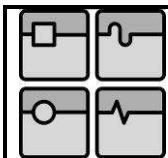
Obr. 4.10 Silové poměry na kole AC generátoru



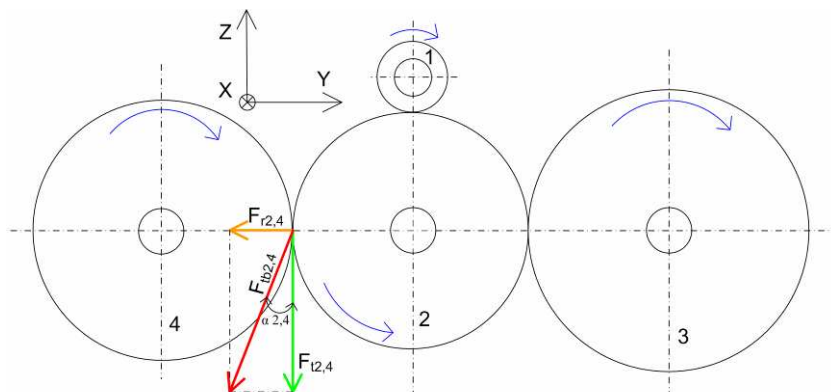
Obr. 4.11 Umístění ložisek na kole AC generátoru

Tab. 4/3 – Silové poměry a trvanlivosti ložisek kola AC generátoru při zátěži 14 kW

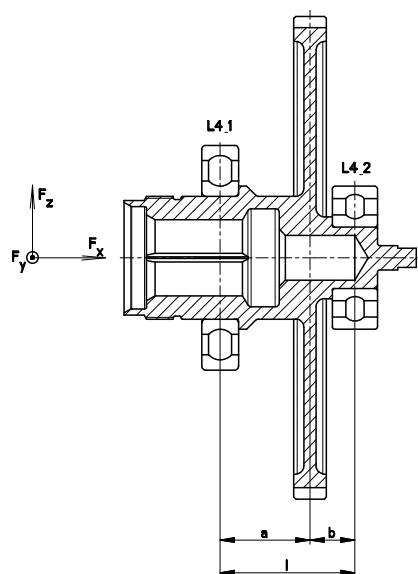
P _{mech} (kW)	n (min ⁻¹)	α _{tw} (°)	d _w (mm)	M _k (Nm)	F _{t2,1} (N)	F _{r2,1} (N)	F _{tb2,1} (N)	a	b	l		
14	12 000	20,8	96,8	11,14	230,25	87,6	246,36	17,5	12,5	30		
Ložisko	X	Y	a ₂	a ₃	F _{ax} (N)	F _{ly} (N)	F _z (N)	F _{ekv} (N)	C _{dyn} (N)	L _{10,ISO} (hod)	L _{10,STLE} (hod)	Typ ložiska
L_3_1	0,56	2,40	2,05	1,46	45	36,5	95,94	165,48	9630	273 707	819 205	160 06
L_3_2	0,56	1,35			45	51,1	134,32	141,23	8410	293 282	877 793	PLC 03-45



4.5.4 Zatížení a trvanlivost ložisek kola DC generátoru



Obr. 4.12 Silové poměry na kole DC generátoru



Obr. 4.13 Umístění ložisek na kole DC generátoru

Tab. 4/4 – Silové poměry a trvanlivosti ložisek kola DC generátoru při zátěži 16 kW

P _{mech} (kW)	n (min ⁻¹)	α _{tw} (°)	d _w (mm)	M _k (Nm)	F _{t2,1} (N)	F _{r2,1} (N)	F _{th2,1} (N)	a	b	l		
16	10 043	20,9	115,7	15,21	-263,96	-100,62	281,55	20,5	12,5	33		
Ložisko	X	Y	a ₂	a ₃	F _{ax} (N)	F _{ly} (N)	F _z (N)	F _{ekv} (N)	C _{dyn} (N)	L _{10,ISO} (hod)	L _{10,STLE} (hod)	Typ ložiska
L_4_1	0,56	2,40	2,05	1,46	45	38,11	99,61	167,72	9630	314 101	940 104	160 06
L_4_2	0,56	1,35			45	62,5	163,35	158,7	8410	246 980	739 211	PLC 03-45

4.5.5 Vyhodnocení trvanlivosti ložisek a jejich vhodnosti

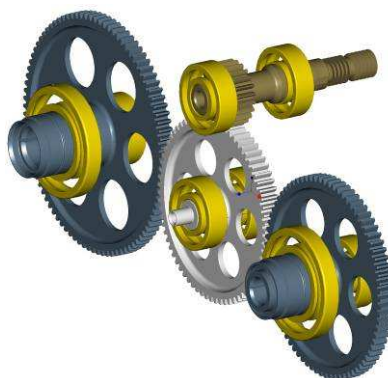
Z provedeného výpočtu trvanlivosti ložisek (viz tab. 4/5) vyplývá, že nejexponovanějším ložiskem je přední ložisko hnacího hřídele - L1_1. Jeho výpočtová trvanlivost ($L_{10,ISO}/L_{10,STLE}$) je 4 450 h, resp. 9 944 h., která však z rezervou splňuje požadavek na životnost celé převodovky – 3000 h (hodnota životnosti turbomotoru). Skutečný stav ložisek se bude možné zjistit po proběhu 750 h, což je interval turbomotoru do GO. Ložiska byla počítána pouze na statické zatížení. Další vlivy, např. dynamická složka zatížení (např. nesouosost el. generátorů vs hnací kola v převodovce), nebyly do výpočtu nijak zakomponovány, protože jsou v tuto chvíli neznámé.

Výpočtové trvanlivosti se pohybují v poměrně širokém intervalu – od 9 944 h do 940 104 h. Zúžení tohoto intervalu je však poměrně obtížné a hlavně zbytečné. Aspekty pro volbu jednotlivých ložisek jsou uvedeny v kap 4.2.

Při potřebě náhrady aplikovaných „leteckých“ ložisek je možné použít např. ložiska od firmy SKF - řada Explorer (10). Tato ložiska se vyznačují použitím „čistých“ materiálu, zúženými výrobními tolerancemi a možností dodávky s masivní mosaznou klecí. V této konfiguraci a pro danou aplikaci představují plnohodnotnou náhradu použitým „leteckým“ ložiskům. V případě ložiska 160 06 vykazuje ložisko SKF Explorer dokonce vyšší dynamickou únosnost. Ložisko PLC 03-45 je tedy možné nahradit SKF Explorer 6202MA, ložisko 160 06 ložiskem SKF Explorer 160 06MA. Firma SKF používá pro výpočet trvanlivosti ložisek vlastní metodiku L_{SKF} . Tato metodika zohledňuje vliv mazání a znečištění ložiska a dále vliv mezního únavového zatížení materiálu ložiska. Dle této metodiky ($L_{10,SKF}$) (10) jsou trvanlivosti všech ložisek SKF Explorer (které by nahradily stávající ložiska) vyšší, než trvanlivosti $L_{10,STLE}$ „leteckých“ ložisek.

Tab. 4/5 Vyhodnocení trvanlivosti ložisek

Název osy	Označení ložiska	Typ ložiska	Pracovní otáčky (min^{-1})	Přenášený výkon (kW)	Trvanlivost $L_{10,ISO}$ (hod)	Trvanlivost $L_{10,STLE}$ (hod)
Hnací hřídel	L 1_1	PLC 03-45	40 174	30	4 450	9 944
	L 1_2	PLC 03-45			18 237	40 750
Mezikolo	L 2_1	PLC 03-45	13 014	30	60 913	182 312
	L 2_2	PLC 03-45			60 913	182 312
Kolo AC generátoru	L 3_1	160 06	12 000	14	273 707	819 205
	L 3_2	PLC 03-45			293 282	877 793
Kolo DC generátoru	L 4_1	160 06	10 043	16	314 101	940 104
	L 4_2	PLC 03-45			246 980	739 211



Obr. 4.14 Soukolí převodovky s ložisky

5 Pevnostní kontrola ozubených kol

Pevnostní kontrola ozubených kol je provedena pro zjištění napjatosti v hřídelích a discích ozubených kol. Není zaměřena na pevnostní kontrolu ozubení. Ta byla provedena v kap. 3.8. Výpočetní kontrola byla provedena pomocí GEM software Pro/Mechanica (16). Jako vstupní hodnoty pro specifikování zatížení jednotlivých kol byly použity reakční síly v ozubení dle kap. 4.5. a dále hodnoty otáček jednotlivých kol. Okrajové podmínky pro jednotlivá kola vycházejí ze zástavbových relací kol.

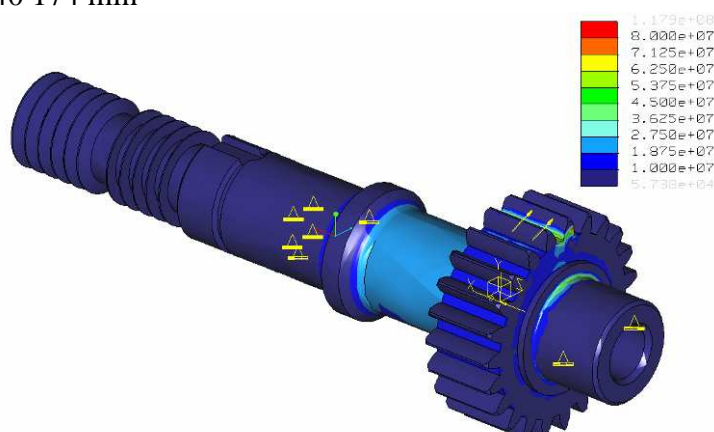
5.1 Hnací hřídel

Okrajové podmínky:

V místech ložisek je zaveden válcový souřadný systém. Je povoleno otáčení a posuv kolem podélné osy kola. Zatěžující síla v ozubení je zavedena na „virtuální“ plošku vytvořenou na zubu kola v místě záběru kola. Střednice plošky odpovídá valivému průměru ($d_w = 29,1$ mm), výška plošky 1mm. Vnitřním čtyřhran kola (přenáší kroutící moment od turbomotoru) je vetknutý.

Zadané hodnoty:

Materiál: ocel
Modul pružnosti (E): $1,99 \cdot 10^{11}$ Pa
Hustota (ρ): 7829 kg/m^3
Síly na plošku zubu: $F_t = 489,8 \text{ N}$
 $F_r = 196,89 \text{ N}$
Otáčky: $40\,174 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.1 Výsledek pevnostního výpočtu hnacího kola

Vypočtená redukovaná napětí:

Maximální redukované napětí v hřídeli je 64 MPa (rádius na přechodu předního ložiskového průměru).
(Max. napětí v patě zubu 98 MPa)

5.2 Mezikolo

Okrajové podmínky:

V místech ložisek je zaveden válcový souřadný systém a povoleno otáčení a posuv kolem podélné osy. Síla je zavedena na „virtuální“ plošky vytvořené na zubech kola v místech záběru kola AC generátoru a DC generátoru. Střednice plošek odpovídá valivému průměru ($d_w = 89,2$ mm), výška plošek 1mm. Ploška záběru mezikola s hnacím kolem je vetknutá.

Zadané hodnoty:

Materiál: ocel

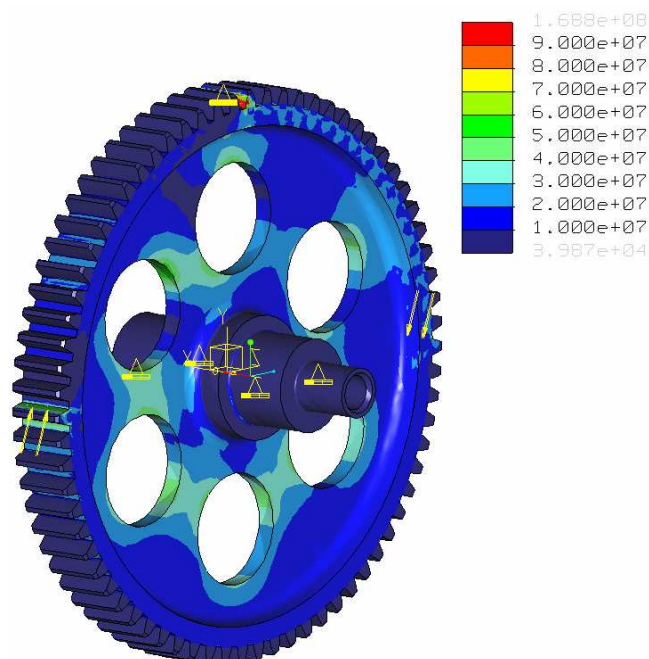
Modul pružnosti (E): $1,99 \cdot 10^{11}$ Pa

Hustota (ρ): 7829 kg/m^3

Síly na plošku zubu (záběr mezikolo/kolo AC generátoru): $F_t = -230,25 \text{ N}$, $F_r = -87,6 \text{ N}$

Síly na plošku zubu (záběr mezikolo/kolo DC generátoru): $F_t = 263,96 \text{ N}$, $F_r = 100,62 \text{ N}$

Otáčky: $13\,014 \text{ min}^{-1}$

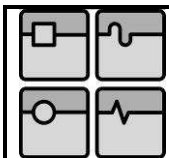


Obr. 5.2 Výsledek pevnostního výpočtu mezikola

Vypočtená redukovaná napětí:

Maximální redukované napětí je v odlehčovacích otvorech disku kola - 55 MPa.

(Max. napětí v patě zubu 168 MPa)



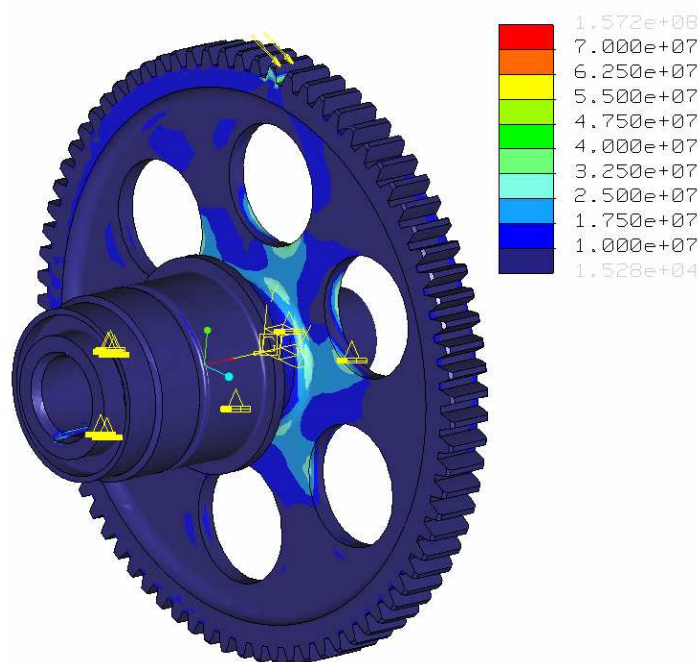
5.3 Kolo AC generátoru

Okrajové podmínky:

V místech ložisek je zaveden válcový souřadný systém. Je povoleno otáčení a posuv kolem podélné osy kola. Zatěžující síla je zavedena na „virtuální“ plošku vytvořenou na zubu kola. Střednice plošky odpovídá valivému průměru ($d_w = 96,8$ mm), výška plošky 1mm. Plochy drážkování pro připojení AC generátoru jsou vetknuté.

Zadané hodnoty:

Materiál: ocel
Modul pružnosti (E): $1,99 \cdot 10^{11}$ Pa
Hustota (ρ): 7829 kg/m^3
Síly na plošku zubu: $F_t = 230,25 \text{ N}$
 $F_r = 87,6 \text{ N}$
Otáčky: $12\,000 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.3 Výsledek pevnostního výpočtu kola AC generátoru

Vypočtená redukovaná napětí:

Maximální redukované napětí je na ploše odlehčovacích otvorů v disku kola - 32 MPa.
(Max. napětí v patě zubu 80 MPa)

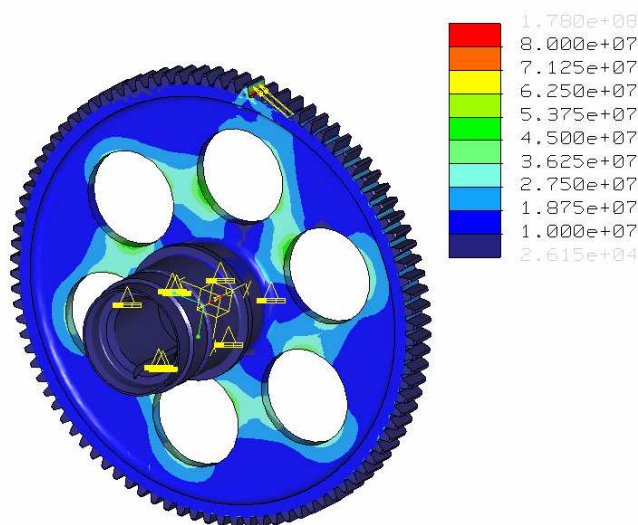
5.4 Kolo DC generátoru

Okrajové podmínky:

V místech ložisek je zaveden válcový souřadný systém. Je povoleno otáčení a posuv kolem podélné osy kola. Zatěžující síla je zavedena na „virtuální“ plošku vytvořenou na zubu kola. Střednice plošky odpovídá valivému průměru ($d_w = 115,7$ mm), výška plošky 1mm. Plochy drážkování pro připojení DC generátoru jsou vetknuté

Zadané hodnoty:

Materiál: ocel
 Modul pružnosti (E): $1,99 \cdot 10^{11}$ Pa
 Hustota (ρ): 7829 kg/m^3
 Síly na plošku zubu: $F_t = -263,96 \text{ N}$
 $F_r = -100,62 \text{ N}$
 Otáčky: $10\,043 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.4 Výsledek pevnostního výpočtu kola DC generátoru

Vypočtená redukovaná napětí:

Maximální redukovaná napětí je na vnitřních plochách odlehčovacích otvorů - 53 MPa.
(Max. napětí v patě zubu 132 MPa)

5.5 Výsledek pevnostní kontroly

Výsledná redukovaná napětí (von Misses) v discích a hřídelích jednotlivých kol jsou výrazně nižší než mez kluzu ($R_{p0,2}$) použitého materiálu, která pro danou ocel 15 330 činí 855 MPa. Z hlediska dynamické kontroly se hřídele a disky jednotlivých kol pohybují v oblasti trvalé únavové pevnosti. Ta je pro danou ocel (15 330) – $\sigma_c = 705 \text{ MPa}$.

6 Popis konstrukce převodovky

Nástin metodiky konstrukce převodovky je uveden v kapitole 4. Koncepce a vlastní podoba převodovky vychází z kinematického schématu ozubení (obr. 3.3) a z požadavků na olejový systém převodovky.

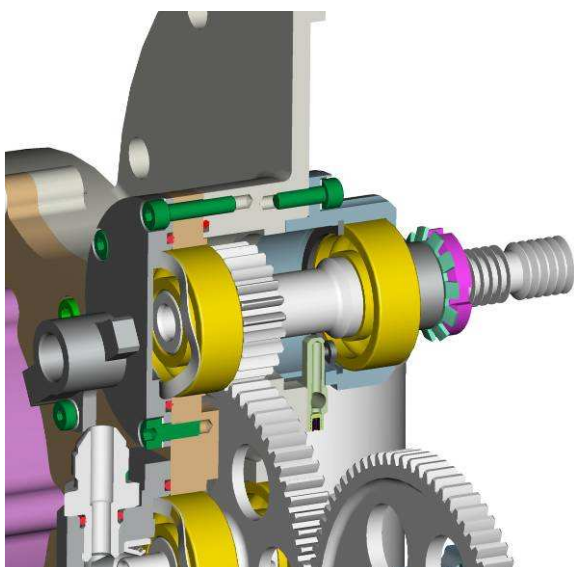
Základním prvkem převodovky je skříň sestávající z tělesa a víka převodovky. Horní část tělesa představuje prostor pro ozubená kola, který je se spodní „mokrou“ částí tělesa spojen odpadními olejovými kanály (viz obr. 4.4). Na spodní části tělesa převodovky je příruba, která slouží pro uchycení olejové nádrže. Víko převodovky (obr. 4.5) je k tělesu šroubováno. Jeho přesná poloha je ustavena středícími kolíky. Utěsnění víka převodovky a příruby olejové nádrže je realizováno prostřednictvím pryžové těsnící šňůry (pryž typu FPM). K víku převodovky jsou dále šroubovány příruby el. generátorů. Celková konstrukce převodovky je patrná z výkresu sestavy (viz příloha č. 2) a z obrázků dílčích podsestav (viz obr. 6.1 až 6.20).

6.1 Uložení ozubených kol

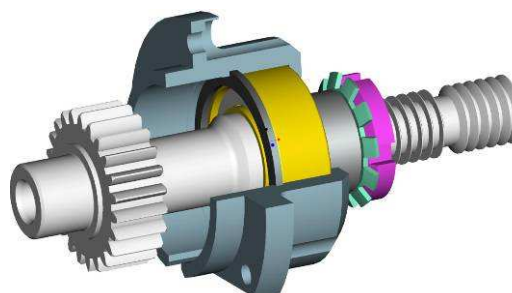
Uložení ozubených kol je řešeno s ohledem na montáž a demontáž kol a převodovky jako celku. Při tvorbě uložení byl rovněž respektován požadavek na axiální předeprnutí ložisek. Hřídelové ucpávky výstupních silových os - AC a DC generátoru jsou přístupné a snadno vyměnitelné bez potřeby demontáže převodovky.

6.1.1 Uložení hnacího hřídele

Hnací hřídel tvoří samostatnou podsestavu. Je uložen v nosiči hnacího hřídele a jako celek (spolu s ložiskem, rozpěrným kroužkem a přítlačnou maticí) se montuje do tělesa převodovky. Víko hnacího hřídele je středěno ložiskem a nese sinusovou přítlačnou pružinu. Uložení hnacího hřídele v převodovce je patrné z obr. 6.1 a 6.2.



Obr. 6.1 Uložení hnacího hřídele v převodovce



Obr. 6.2 Nosič hnacího hřídele

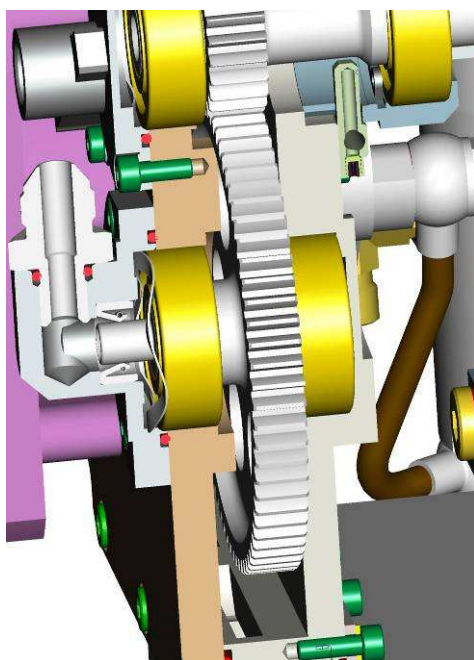
6.1.2 Uložení mezikola

Mezikolo rozděljuje přenášený výkon mezi výstupní silové osy AC a DC generátoru. Vlastní uložení mezikola je patrné z obr. 6.4. Sinusová pružina středěná víkem odlučovače vytváří potřebné axiální předpětí ložisek. Víko odlučovače obsahuje dále rotační těsnění (gufero), které slouží pro utěsnění mezikola. Je to z důvodu, aby veškerá olejová mlha procházela přes dutý hřídel mezikola, který tvoří rotační odlučovač oleje.

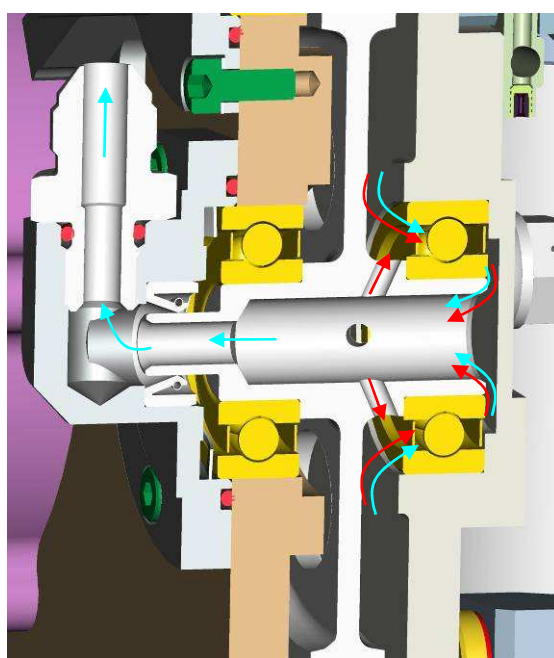
Funkce rotačního odlučovače oleje je potom následující:

Ve vnitřním prostoru převodovky je za provozu směs oleje a vzduchu (olejová mlha) o tlaku přibližně 20 kPa. Olejový prostor převodovky je na straně hnacího hřídele utěsněn prostřednictvím labyrintové ucpávky. Ta je za provozu „zahlcována“ vzduchem od kompresoru turbomotoru. Ucpávka ke své korektní funkci potřebuje vytvořit tlakový spád mezi místem přívodu tlakového vzduchu a prostorem, který těsní – t.j. vnitřním prostorem převodovky. Do tohoto prostoru však vstupuje vzduch zahlcující labyrintovou ucpávku. Z toho vyplývá, že vnitřní prostor převodovky musí být odvzdušněn (propojen do okolní atmosféry).

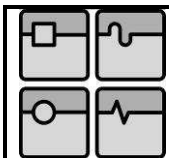
Veškerá olejová mlha spolu se vzduchem prochází nejprve zadním ložiskem, které procházející směs uvede do rotačního pohybu. Směs dále prochází otáčejícím se dutým mezikolem, kde je rotačně dále urychlována. Odstředivou silou jsou částice oleje „vrženy“ na vnitřní plochu otvoru mezikola. Čtyřmi otvory ($\varnothing 3$ mm) se odstředěný olej vrací zpět do vnitřního prostoru převodovky. Vzduch zbavený většiny olejových částic vstupuje do víka odlučovače a dále potrubím do výfuku turbomotoru. Funkce odlučovače je patrná z obr. 6.5.



Obr. 6.4 Uložení mezikola v převodovce

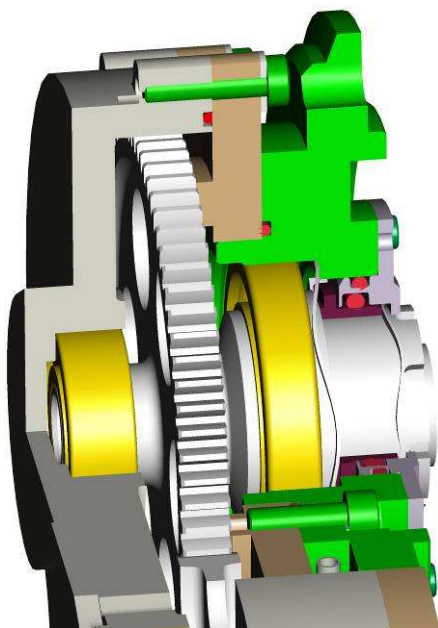


Obr. 6.5 Funkce rotačního odlučovače oleje

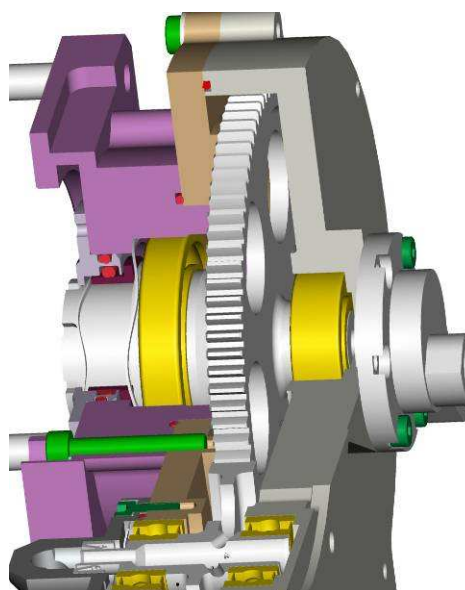


6.1.3 Uložení kol AC a DC generátoru

Uložení kol AC a DC generátoru je co do použitých komponentů (ložisek, kontaktních třecích ucpávek) totožné. Odlišnosti jsou dány pouze jinou geometrií připojovacích přírub el. generátorů a jejich propojovacích drážkovaných hřídelů. Ložiska kol na výstupní straně jsou v obou případech uložena přímo v připojovacích přírubách. Jejich axiální předepnutí je realizováno sinusovými pružinami. V přírubách obou generátorů se dále nacházejí kontaktní třecí ucpávky pro utěsnění vnitřního prostoru převodovky.



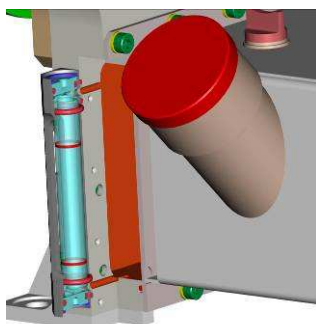
Obr. 6.6 Uložení kola AC generátoru



Obr. 6.7 Uložení kola DC generátoru

6.2 Řešení olejového okruhu

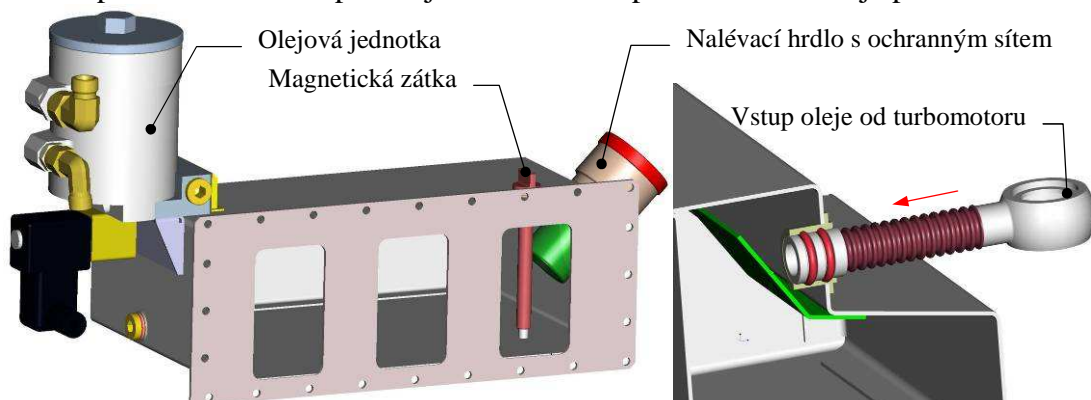
Provedení olejového okruhu vychází ze schématu viz obr. 4.2. Jako zásobník oleje slouží integrovaná olejová nádrž, která je nedílnou součástí převodovky. Její rozměry jsou dány vzniklým prostorem mezi převodovkou a turbomotorem. Stav hladiny oleje indikuje trubicový stavoznak namontovaný na tělese převodovky (viz obr. 6.8). Dvěma průvrtky v tělese převodovky je stavoznak propojen s „mokrou“ částí převodovky.



Obr. 6.8 Trubicový stavoznak

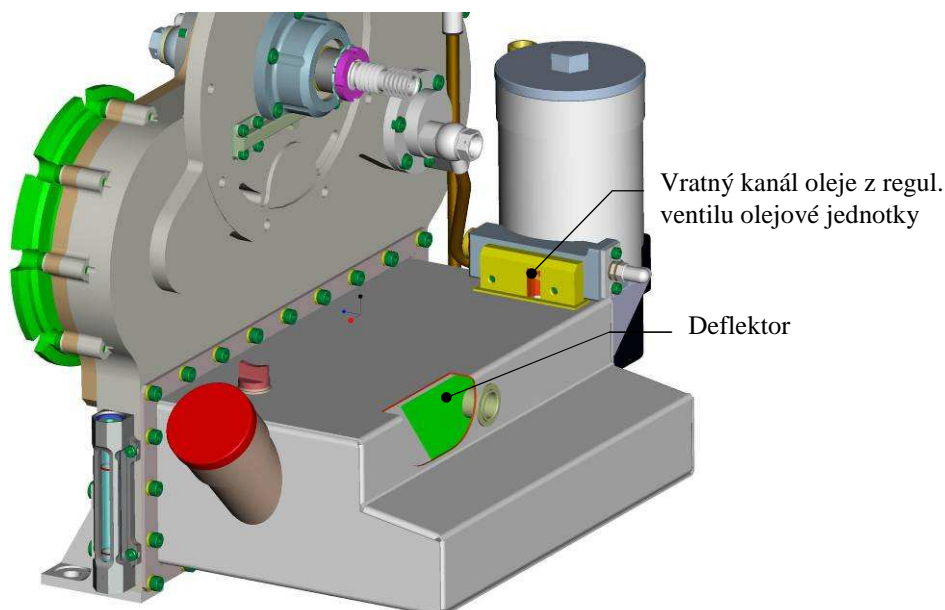
6.2.1 Olejová nádrž

Spodní část tělesa převodovky je propojena s vnitřním prostorem olejové nádrže, což zvyšuje objem zásoby oleje. Ten činí nominálně 2,7 l. Olejová nádrž je svarek z ocelových nerezových plechů (plášť tl. 0,8 mm, příruba 2 mm, materiál 1.4541). V její přední části je příruba pro přišroubování k tělesu převodovky. Do olejové nádrže dále ústí výstup oleje z turbomotoru. Ten je realizován prostřednictvím flexibilní kovové hadice (Js 8), která je zakončena válcovou koncovkou utěsněnou dvojicí o-kroužků. Toto řešení respektuje tvarové změny nádrže dané teplotními dilatacemi a dále snižuje nároky na přesnost provedení svarku nádrže. Síto v nalévacím hrdle zabrání vniknutí hrubých nečistot při doplňování oleje. Odpadní olej z turbomotoru je v nádrži přiveden na deflektor, který „obrací“ proud vzduchu a oleje šikmo nahoru a zabraňuje tím víření oleje v nádrži. Vlastní svarek nádrže dále nese olejovou jednotku (filtrace a chlazení oleje, regulační tlakový ventil). Olej z přepadu tlakového ventilu potom proudí kanálem přímo do nádrže (bez potřeby propojovacího potrubí). Pro hrubé zjištění stavu převodovky a turbomotoru je nádrž vybavena magnetickou zátkou ponořenou do sloupce oleje. Konstrukční provedení nádrže je patrné z obr. 6.9 až 6.11.

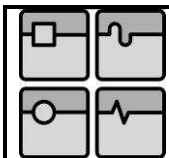


Obr. 6.9 Olejová nádrž

Obr. 6.10 Detail propojení nádrže s turbomotorem

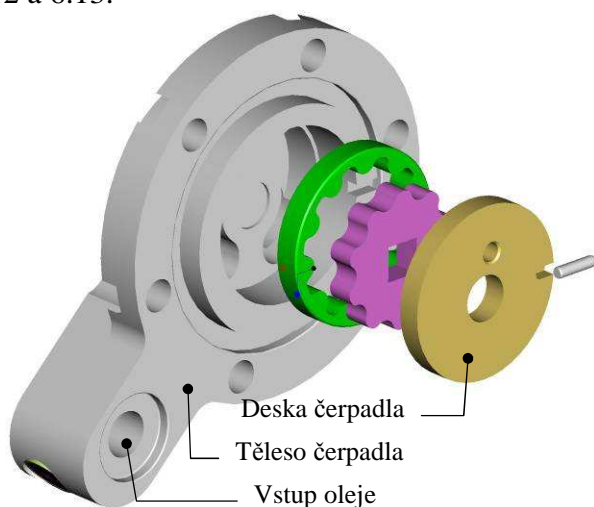


Obr. 6.11 Umístění olejové nádrže na převodovce včetně detailu deflektoru odpadního oleje z turbomotoru a vratného kanálu z regulačního ventilu

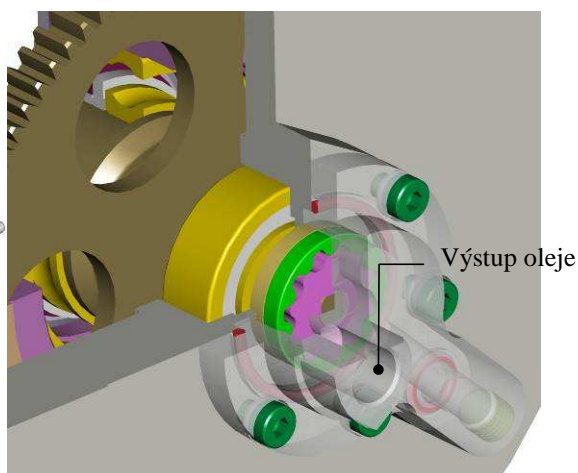


6.2.2 Čerpadlo oleje

Vnitřní pastorek olejového čerpadla (G-rotor) je přímo poháněn kolem DC generátoru. Celé čerpadlo má díky své koncepci pouze dvě pohybující se části. Čerpadlo oleje tvoří samotnou podsestavu, která kromě pastorků čerpadla obsahuje těleso čerpadla a desku čerpadla. Úpravou její tloušťky se potom nastavuje pracovní axiální vůle pastorků v tělese. Pojištění desky čerpadla proti pootočení je realizováno kolíkem zapadajícím do vybrání v tělese čerpadla. Konstrukce čerpadla oleje a jeho umístění v sestavě převodovky vyplývá z obrázků 6.12 a 6.13.

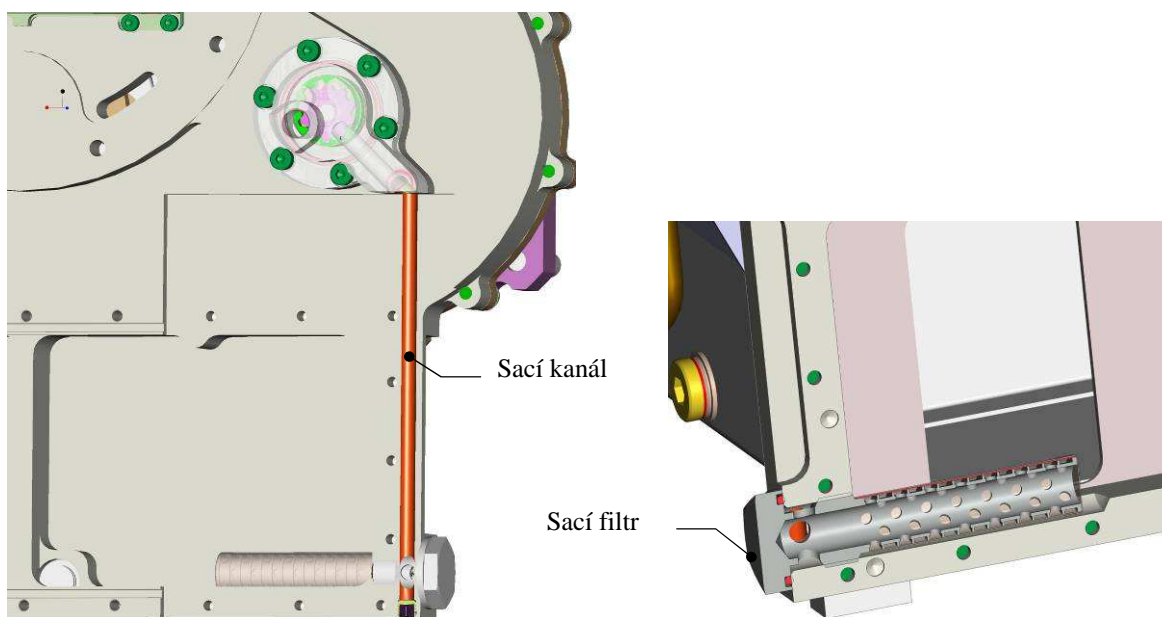


Obr. 6.12 Čerpadlo oleje



Obr. 6.13 Zástavba čerpadla oleje v převodovce

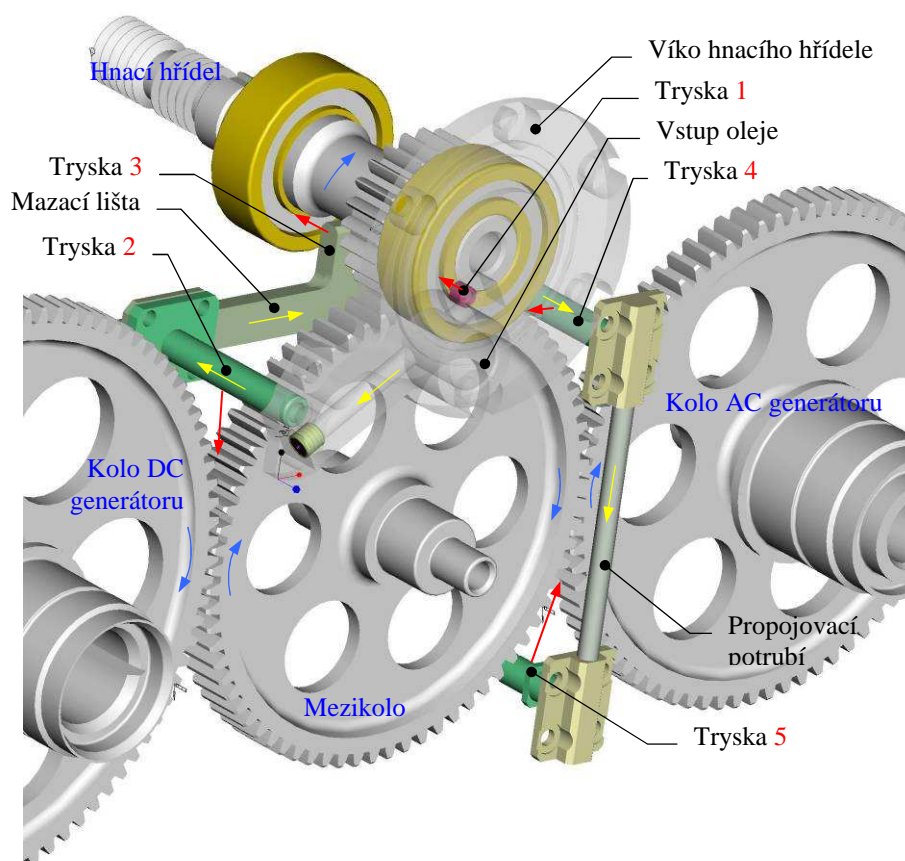
Čerpadlo nasává olej přes sací filtr našroubovaný do tělesa převodovky. Olej do čerpadla vstupuje sacím kanálem, který je vyvrtán přímo v tělese převodovky. Tím odpadá nutnost externího propojovacího potrubí. Průměr sacího kanálu je 5 mm, rychlost oleje při předpokládaném průtoku 90 l/hod je potom $1,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což je pro daný typ čerpadla přijatelná hodnota.



Obr. 6.14 Detail sacího filtru a sacího kanálu čerpadla oleje

6.2.3 Systém mazání ložisek a záběrů kol

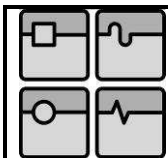
Olejevý okruh specifikovaný v kap. 4.1 předpokládá tlakové mazání ložisek hnacího hřídele a všech záběrů ozubených kol. Uvedený požadavek vedl ke konstrukci soustavy, která vychází z prostorových a kompletačních relací převodovky. Mazací trysky (1 a 3) ložisek hnacího hřídele vstříkují olej do mezikruží mezi vnitřním ložiskovým kroužkem a masivní bronzovou klecí. Mazací trysky soukolí (2, 4 a 5) vstříkují olej do záběrů ozubených kol. Koncepce systému mazání převodovky je upřesněna na obr. 6.15.



Obr. 6.15 Mazání převodovky, červené šipky – směr vstřikování oleje, žluté šipky směr proudění oleje

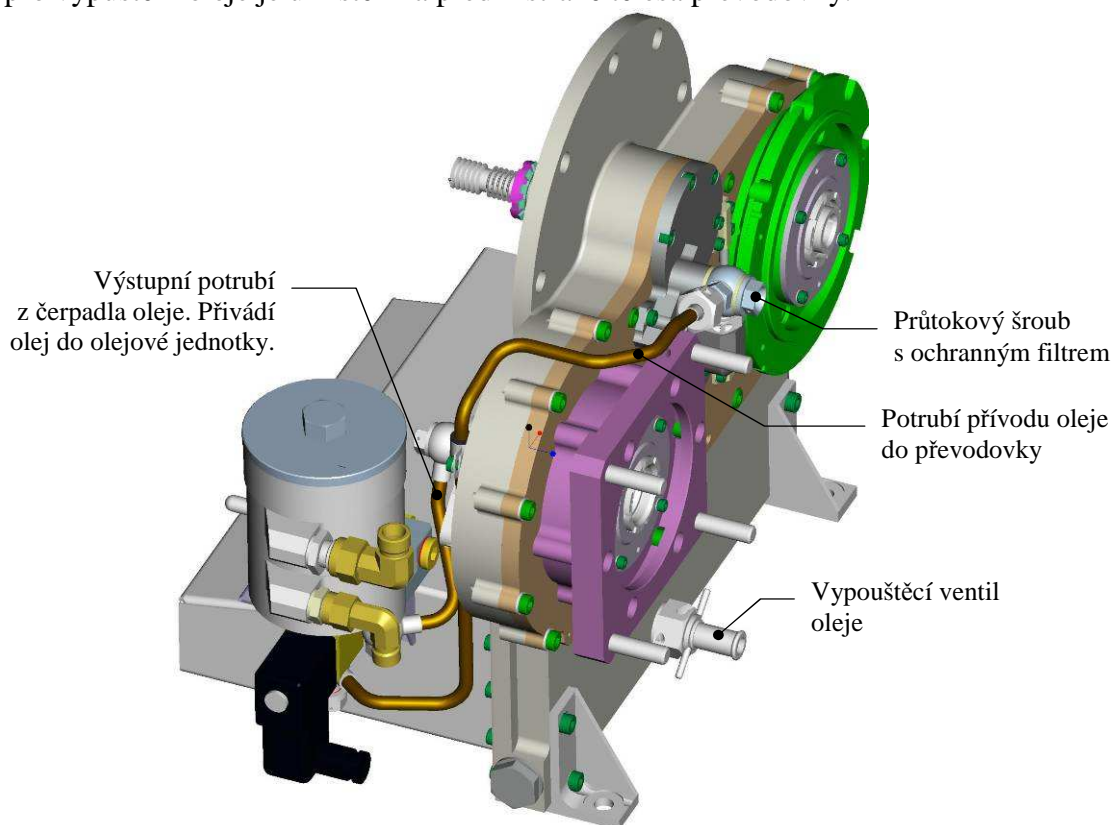
Popis systému mazání ložisek a záběrů kol:

Olej vstupuje do víka hnacího hřídele, kde část oleje prochází tryskou 1 na přední ložisko hnacího hřídele. Olej dále postupuje tryskou 2 a maže soukolí - kolo DC generátoru/mezikolo. Tryska 2 slouží zároveň jako propojovací potrubí do zadní části převodovky. Odtud olej dále prochází do mazací lišty, jejíž součástí je tryška 3, která maže zadní ložisko hnacího hřídele. Tryska 4 představuje propojovací potrubí, převádějící olej z mazací lišty zpět do přední části převodovky. Tryska 4 současně maže soukolí – mezikolo/hnací hřídel. Propojovací potrubí přivádí olej od tryšky 4 na tryšku 5, která maže soukolí - mezikolo/kolo AC generátoru.

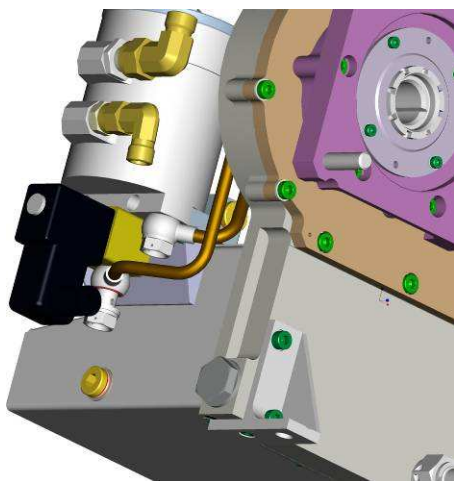


6.2.4 Propojení mazacího okruhu převodovky

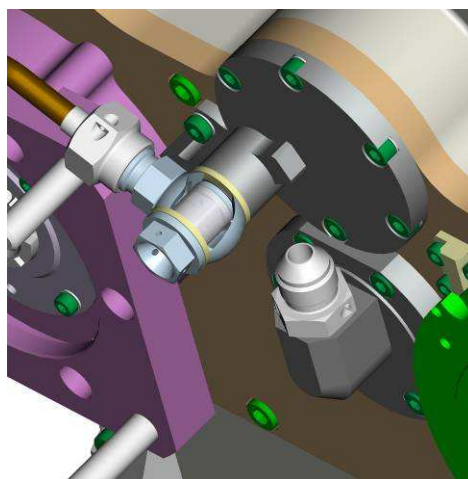
Vzájemné propojení mazací okruhu převodovky je realizováno prostřednictvím dvojice trubek z nerezové oceli (rozměr 6x1) ukončených normalizovanými koncovkami. Průtokový šroub, přes který vstupuje olej do převodovky, je vybaven ochranným filtrem. Ostatní propojení jsou provedena průvrty a kanály, které byly upřesněny v předešlých kapitolách. Ventil pro vypuštění oleje je umístěn na přední straně tělesa převodovky.



Obr. 6.16 Propojovací olejové potrubí převodovky



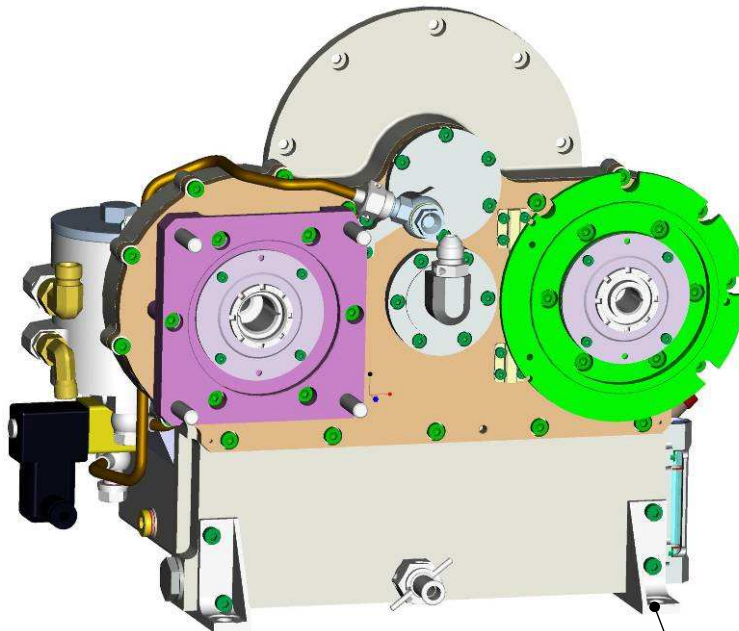
Obr. 6.17 Detail připojení propojovacího potrubí k olejové jednotce



Obr. 6.18 Detail ochranného filtru na vstupu oleje do převodovky

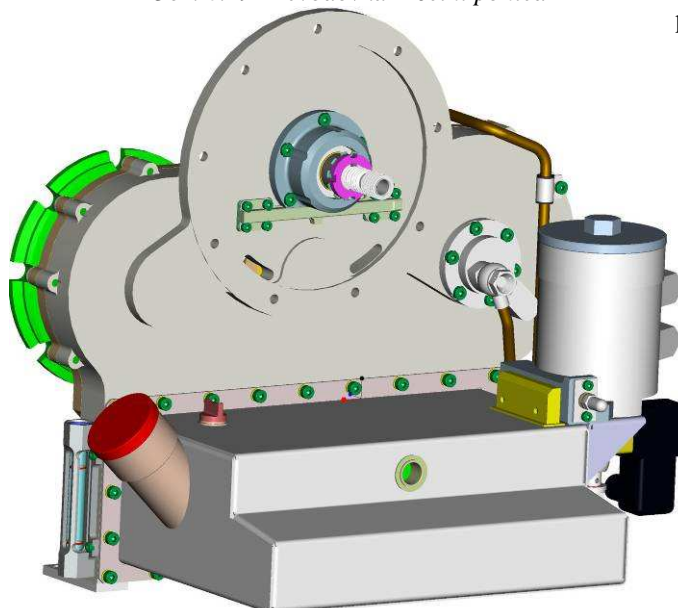
6.3 Zhodnocení navrhovaného řešení

Provedený návrh převodovky splňuje ve všech aspektech zadané požadavky, které byly na převodovku kladeny. Výchozí podoba převodovky je daná navrženým kinematickým schématem ozubení a integrací společného olejového okruhu převodovky a turbomotoru. Při návrhu převodovky byly rovněž respektovány základní požadavky na montáž a demontáž převodovky. Při konstrukci byla rovněž respektována snadná dosažitelnost servisních míst, zejména vstupního filtru olejového čerpadla a hlavního olejového filtru, který je součástí olejové jednotky umístěné na nádrži oleje. Převodovka jako celek je vybavena dvojicí patek, prostřednictvím kterých je upevněna do rámu s turbomotorem a elektrickými generátory. Tato sestava se nazývá turbogenerátor a je součástí přílohy č. 1.

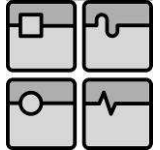


Obr. 6.19 Převodovka - čelní pohled

Patka pro uchycení
převodovky do rámu



Obr. 6.20 Převodovka - zadní pohled

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR

Vypracovaný projekt předkládá komplexní návrh převodovky přenosné mobilní elektrocentrály určené k provádění předletové přípravy vrtulníků Mi 17/171, Mi 24 a startu jejich palubních APU. Návrh převodovky byl od počátku ovlivněn jednak rozměry použitých elektrických generátorů, požadavky na jejich pracovní otáčky a dále potřebou připojení převodovky k existujícímu turbomotoru, který představuje pohonnou jednotku celého soustrojí. Výsledný design převodovky dále ovlivnil požadavek na integraci společného olejového okruhu do sestavy převodovky, pro soustavu převodovka – turbomotor. Předpokládanému objemu použití turbínové elektrocentrály – pozemního letištního zdroje je rovněž přizpůsobena konstrukce převodovky, respektive technologičnost výroby hlavních dílců, zejména tělesa a víka převodovky a dále přírub elektrických generátorů. Ty jsou navrženy pro obrábění z polotovarů – tlustostěnných plechů z Al slitiny na CNC frézce. Nicméně při potřebě sériové výroby převodovky je poměrně snadné tyto součásti modifikovat a vyrábět je jako odlitky. Konstrukce převodovky rovněž akceptuje požadavek na součástkovou unifikaci se sériově vyráběnými převodovkami APU. Tato unifikace se týká především typu použitých ložisek a hřídelových ucpávek. Velký důraz při projektování převodovky byl dán na optimalizaci ozubení, zejména na vyrovnaní měrných skluzů. Celá převodovka je vytvořena v 3D konstrukčním programu Pro/Engineer (15). Tato skutečnost zefektivnila jednak návrhovou stránku převodovky a dále přispěla ke zkrácení časů při tvorbě programů pro CNC obráběcí stroje a 3D kontrolní stroje. Při konstrukci převodovky byly dále využity zkušenosti z koncepce obdobných vysokootáčkových převodovek, zejména převodovek APU, vyráběných v PBS Velká Bíteš, a.s. a turbínových elektrocentrál GPU, které jsou součástí raketových systémů 2K12 KUB používaných AČR. Při návrhu převodovky, zejména výstupních silových os AC a DC generátorů byla vytvořena jistá rezerva, která do budoucna umožňuje použití výkonnějších elektrických generátorů. Tato rezerva je daná jednak šířkou ozubení kol obou výstupních os a dále typem použitého ozubení – evolventním přímým čelním. Použitím šikmého ozubení je možné významně zvýšit únosnost ozubení a tím použít el. generátory o vyšším výkonu. Tento fakt umožňuje do budoucna zvýšit elektrický výkon elektrocentrály a hypoteticky tak rozšířit okruh obsluhovaných koncových zařízení – vrtulníků nebo letounů.

Převodovka v sestavě turbogenerátoru dosud odpracovala na zkušebním standu cca 100 provozních hodin. Během zátěžových zkoušek a různých testů se neobjevily žádné anomálie v chodu převodovky. Ani provedená revize po 80-ti provozních hodinách neobjevila známky opotřebení nebo poškození pohybujících se dílců. Jako velmi efektivní se ukázalo použití rotačního odlučovače oleje v kombinaci s ložiskem, kterým prochází olejová mlha než vstoupí do dutiny mezikola – rotačního odlučovače. Během odpracovaných 100 provozních hodin byla spotřeba oleje neměřitelná, přičemž převodovky APU vykazují spotřebu oleje od 5 do 20 ml/hod.

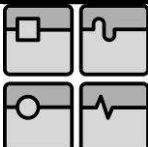
Na základě dosud provedených zkoušek a testů je možné konstatovat, že všechny požadavky, které byly v zadání na převodovku kladeny se podařilo splnit. Nicméně teprve po uplynutí 750 provozních hodin, které představují provozní interval turbomotoru do GO bude možné komplexně zhodnotit, zda-li je převodovka navržena korektně. Provozní zatížení je často odlišné od stendového, zejména čistotou prostředí, ve kterém se zkoušky provádí a dále úrovní obsluhy, která má provádět příslušné servisní práce na daném zařízení.

POUŽITÉ ZDROJE

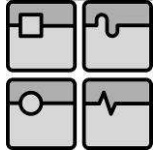
- [1] ČSN 01 4607. *Ozubené kola čelní s evolventním ozubením: Základní profil*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1979. 6 s.
- [2] ČSN 01 4675. *Ozubená kola: Měření ozubených kol čelních s přímými zuby*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1954. 47 s.
- [3] ČSN 01 4682. *Ozubené převody čelní – lícování*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1982. 67 s.
- [4] ČSN 01 4686. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol: část 1-5*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1989. 180 s.
- [5] ČSN 41 5330. *Ocel 15 330*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1979. 6 s.
- [6] ČSN 42 4203. *Slitina hliníku tvářená 42 4203*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1979. 11 s.
- [7] ČSN ISO 281. *Valivá ložiska: Dynamická únosnost a trvanlivost - Změna Amd.1, Amd.2*. Praha: Český normalizační institut, 2003. 12 s.
- [8] ČSN ISO 281. *Valivá ložiska: Dynamická únosnost a trvanlivost*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 20 s.
- [9] ČSN ISO 76. *Valivá ložiska: Statická únosnost*. Praha: Český normalizační institut, 1992. 12 s.
- [10] *Hlavní katalog SKF 6000 CS*. SKF Group 2007, 1130 s.
- [11] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení: II část*. 1. vyd. Ostrava. Montanex 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5
- [12] NĚMČEK, Miloš. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. 1. vyd. Ostrava. Montanex 2003, 143 s. ISBN 80-7225-111-2
- [13] ONL 1831. *Eloxování součástí z hliníku a jeho slitin*. Praha: Výzkumný a zkušební letecký ústav, 1974. 4 s.
- [14] *Ozubení* [počítačový program]. Ver. 1.0. Velká Bíteš (CZ): PBS Velká Bíteš, a.s., 2004.
- [15] *Pro/Engineer* [počítačový program]. Ver. Wildfire 3.0. Needham (USA): Parametric Technology Corporation, 2005.
- [16] *Pro/Mechanica* [počítačový program]. Ver. Wildfire 3.0. Needham (USA): Parametric Technology Corporation, 2005.
- [17] ŠALAMOUN, Čestmír, SUCHÝ, Miloš. *Čelní a šroubová soukolí*. 1. vyd. Praha. SNTL 1990, 468 s. ISBN 80-03-00532-9.
- [18] *Školení ozubení: teorie, návrh*. PBS Velká Bíteš. Velká Bíteš (CZ). PBS Velká Bíteš, a.s., 2007.
- [19] ZARETSKY, Erwin. *STLE Life Factors for Rolling Bearings*. 2nd ed. STLE Publication. SP-34 1999, 314 s.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka/ Symbol	Popis	Jednotka
a	Osová vzdálenost kol roztečná	mm
a_1	Součinitel spolehlivosti	-
a_2	Součinitel materiálů	-
a_3	Součinitel zohledňující teplotu ložiska a jeho zástavbu	-
AC	Alternating current – střídavý proud	A
AČR	Armáda České republiky	-
APU	Auxiliary Power Unit – pomocná energetická jednotka	-
a_v	Osová vzdálenost kol výrobní	mm
a_w	Osová vzdálenost kol pracovní	mm
b_w	Pracovní šířka ozubení	mm
b_{wF}	Pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb	mm
b_{wH}	Pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk	mm
C_{dyn}	Dynamická únosnost ložiska	N
c_γ	Střední celková měrná tuhost páru zubů	N/mm.μm
d_{a0}	Hlavový průměr nástroje	mm
d_{a1}	Hlavový průměr pastorku	mm
d_{a2}	Hlavový průměr kola	mm
d_{b0}	Základní průměr nástroje	mm
d_{b1}	Základní průměr pastorku	mm
d_{b2}	Základní průměr kola	mm
DC	Direct current – stejnosměrný proud	A
d_f	Patní průměr	mm
d_w	Valivý průměr	mm
E	Modul pružnosti	Pa
E_{HS}	Doplňkové posunutí základního profilu	mm
f	Frekvence	Hz
F''_i	Součet odchylek dvoubokého odvalu	mm
f_a	Mezní úchylka vzdálenosti os	mm
F_{axL1}	Axiální síla v ložisku L1	N
F_{axL2}	Axiální síla v ložisku L2	N
F_{ekv}	Ekvivalentní síla v ložisku	N
F_{ekv_L1}	Výsledná ekvivalentní síla v ložisku L1	N
F_{ekv_L2}	Výsledná ekvivalentní síla v ložisku L2	N
f_F	Pomocný součinitel pro výpočet modulu	-
f_f	Kolísání rozměru profilu	mm
F_{l1_y}	Zatížení ložiska L1 v rovině Y	N
F_{l1_z}	Zatížení ložiska L1 v rovině Z	N
F_{l2_y}	Zatížení ložiska L2 v rovině Y	N
F_{l2_z}	Zatížení ložiska L2 v rovině Z	N
F_p	Součet odchylek roztečí	mm
f_{pb}	Úchylka základní rozteče	μm
F_r	Radiální složka zatížení	N
F_r	Obvodové házení ozubení	mm

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

F_{radL1}	Výsledná radiální síla v ložisku L1	N
F_{radL2}	Výsledná radiální síla v ložisku L2	N
F_t	Obvodová složka zatížení	N
F_{tb}	Celkové zatížení	N
F_{vW}	Kolísání rozměru přes zuby	mm
F_z	Síla v rovině Z	N
f_β	Kolísání sklonu zubu	°
GEM	Geometric Element Method	-
GO	Generální oprava	-
GPU	Ground power unit – pozemní energetická jednotka	-
h_a^*	Součinitel výšky hlavy zubu	-
h_f^*	Součinitel výšky paty zubu	-
h_{a1}^*	Výška hlavy zubu pastorku	mm
h_{a2}^*	Výška hlavy zubu kola	mm
h_{a0}	Výška hlavy zubu nástroje	mm
$j_{n \min}$	Zaručená boční vůle	mm
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil z největšího přetížení	-
K_F	Součinitel přídavných zatížení	-
K_{FV}	Součinitel vnitřních dynamických sil pro ohyb	-
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	-
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	-
K_H	Součinitel přídavných zatížení	-
K_{Hv}	Součinitel vnitřních dynamických sil	-
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	-
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	-
K_p, K_Q	Konstanty	-
L_{10}	Základní trvanlivost ložisek	h
$L_{10,ISO}$	Trvanlivost ložisek dle normy ISO 281:1990	h
$L_{10,STLE}$	Trvanlivost ložisek dle STLE	h
LF_{eff}	Efektivní součinitel trvanlivosti	-
LF_{mat}	Součinitel trvanlivosti materiálu	-
LF_{tav}	Součinitel tavicího procesu	-
L_{SKF}	Trvanlivost ložisek dle metodiky SKF	h
m	Modul	mm
M_k	Kroutící moment	N.m
m_n	Modul normální	mm
MSA	Mezinárodní standardní atmosféra	-
m_t	Modul čelní	mm
n	Otáčky	\min^{-1}
n_1	Otáčky pastorku	\min^{-1}
n_2	Otáčky kola	\min^{-1}
n_{AC}	Otáčky AC generátoru	\min^{-1}
n_{DC}	Otáčky DC generátoru	\min^{-1}
NF	Exponent	-
N_{Flim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	-
N_{Hlim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	-
N_k	Počet zatěžovacích cyklů	-

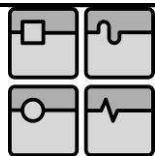
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

P	Výkon	kW
q_F	Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	-
q_H	Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	-
R_m	Mez pevnosti	MPa
$R_{p0.2}$	Mez kluzu	MPa
S_F	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-
S_{Fmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu na patě zubu	-
S_{FStmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalé deformace zubu, počátečních trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu	-
S_H	Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození boků zubů	-
S_{Hmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti únavovému poškození boků zubů	-
T_1	Krouticí moment na pastorku	N.m
T_H	Tolerance posunutí základního profilu	mm
u	Převodové číslo	-
u_{AC}	Převodové číslo AC silového výstupu	-
u_{DC}	Převodové číslo DC silového výstupu	-
v	Obvodová rychlost	$m.s^{-1}$
v_1	Obvodová rychlost pastorku	$m.s^{-1}$
v_2	Obvodová rychlost kola	$m.s^{-1}$
v_b	Záběrová rychlost	$m.s^{-1}$
v_p	Rychlost otírání profilů	$m.s^{-1}$
W	Rozměr přes zuby	mm
X, Y	Koeficienty	-
x_0	Jednotková korekce nástroje	mm
x_0	Jednotkové posunutí nástroje	mm
x_1	Jednotková korekce pastorku	mm
x_2	Jednotková korekce kola	mm
x_Σ	Součet jednotkových korekcí pastorku a kola	mm
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí	-
Y_N	Součinitel životnosti	-
Y_S	Součinitel koncentrace napětí	-
Y_{Sa}	Součinitel koncentrace napětí při záběru špičkou zubu	-
Y_x	Součinitel velikosti	-
y_α	Opotřeбенí boků zubů během záběhu soukolí	μm
Y_β	Součinitel sklonu zubu	-
Y_δ	Součinitel vrubové citlivosti	-
$Y_{\delta St}$	Součinitel vrubové citlivosti při jednorázovém působení největšího zatížení	-
$Y_{\delta StT}$	Součinitel vrubové citlivosti zkušební kola při jednorázovém působení největšího zatížení	-
z_0	Počet zubů nástroje	-
z_1	Počet zubů pastorku	-
z_2	Počet zubů kola	-
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálů	\sqrt{MPa}

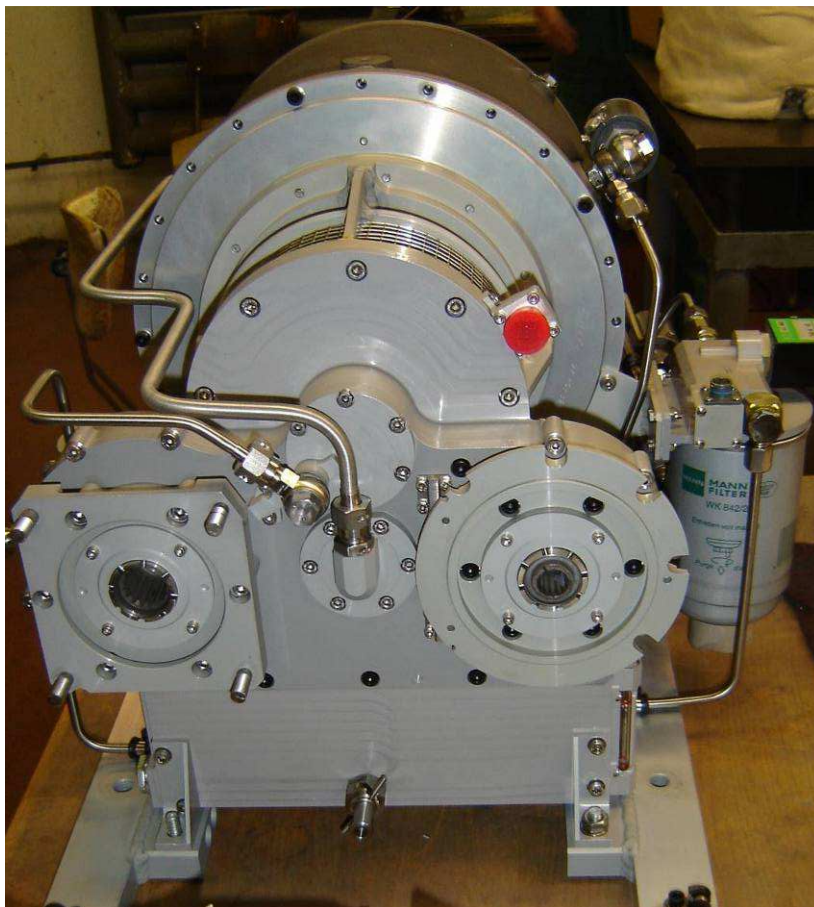
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
Z_L	Součinitel maziva	-
Z_N	Součinitel životnosti	-
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů	-
Z_V	Součinitel obvodové rychlosti	-
Z_ε	Součinitel součtové délky dotyk. křivek boků zubů	-
α	Úhel profilu	°
α_n	Normální úhel profilu	°
α_t	Čelní úhel profilu	°
α_{ta}	Úhel hřbetu nástroje	°
α_{tw}	Čelní úhel záběru pracovní	-
β	Úhel sklonu zubu roztečný	°
Δy	jednotkové přisunutí kol	mm
ε_α	Součinitel trvání záběru profilu	-
ε_β	Součinitel trvání záběru krokem	-
ε_γ	Součinitel trvání záběru celkový	-
ρ	Hustota	kg/m ³
ρ_{Fn}	Poloměr křivosti patního přechodu náhradního přímého zubu	mm
σ_c	Mez únavy v ohybu	MPa
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
σ_{Flimb}	Mez únavy v ohybu pro uvažovaný způsob zatížení a použitou technologii výroby kola	MPa
σ_{Flimb}^0	Mez únavy v ohybu odpovídající báзовému počtu zatěžovacích cyklů N_{Flim}	MPa
σ_{Fmax}	Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_t	MPa
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	MPa
σ_{FPmax}	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	MPa
σ_H	Napětí v dotyku (Herzův tlak) ve valivém bodě	MPa
σ_{Hlim}^0	Mez únavy v dotyku odpovídající báзовému počtu zatěžovacích cyklů N_{Hlim}	MPa
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku	MPa
σ_{Hmax}	Přípustné napětí v dotyku	MPa
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů	MPa
$\sigma_{HPmax.}$	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	MPa
τ_b	Záběrová přímka	-
$v_1 - v_2$	Vyrovnané měrné skluzu na hlavách a patách kol	-
$v_{1,2}$	Měrný skluz	-
χ	Součinitel ostrosti vrubu	-
ω	Úhlová rychlost	rad.s ⁻¹

SEZNAM PŘÍLOH

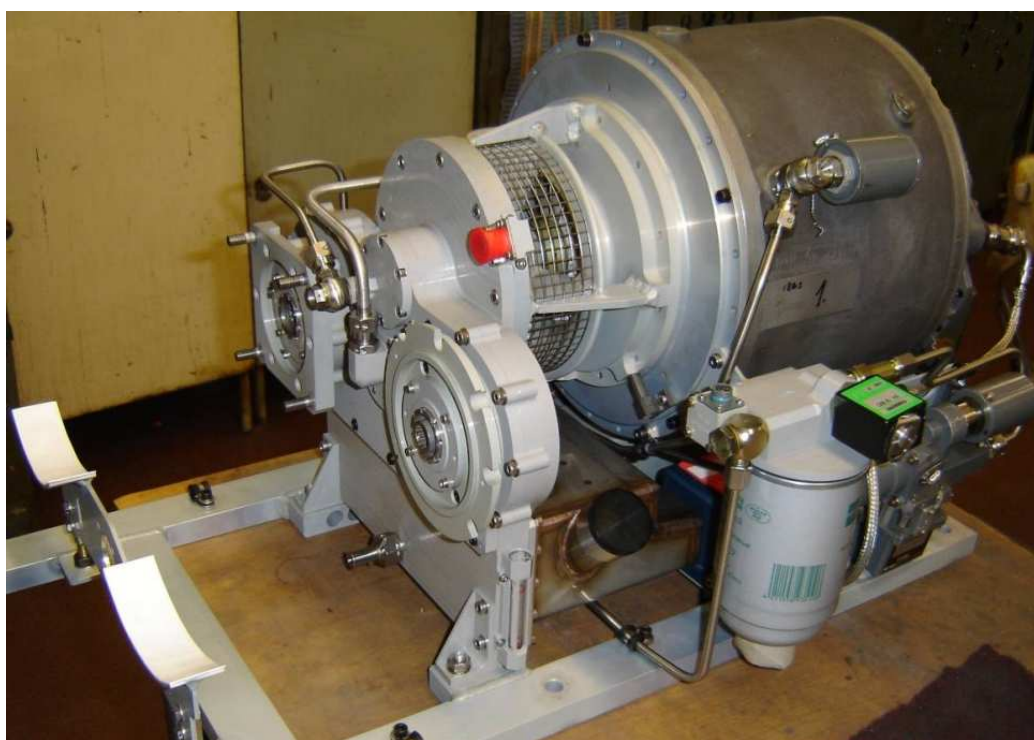
		poč. listů
Příloha č. 1	Fotodokumentace převodovky a její zástavba do sestavy turbogenerátoru	2
Příloha č. 2	Výkresová dokumentace	5
	B0-0285-0001 Převodovka sestava	
	B1-0285-0011 Víko převodovky	
	B2-0285-0012 Mezikolo	
	B2-0285-0013 Kolo AC generátoru	
	B2-0285-0014 Příruba DC generátoru	



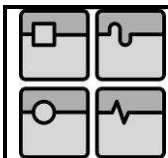
DIPLOMOVÁ PRÁCE



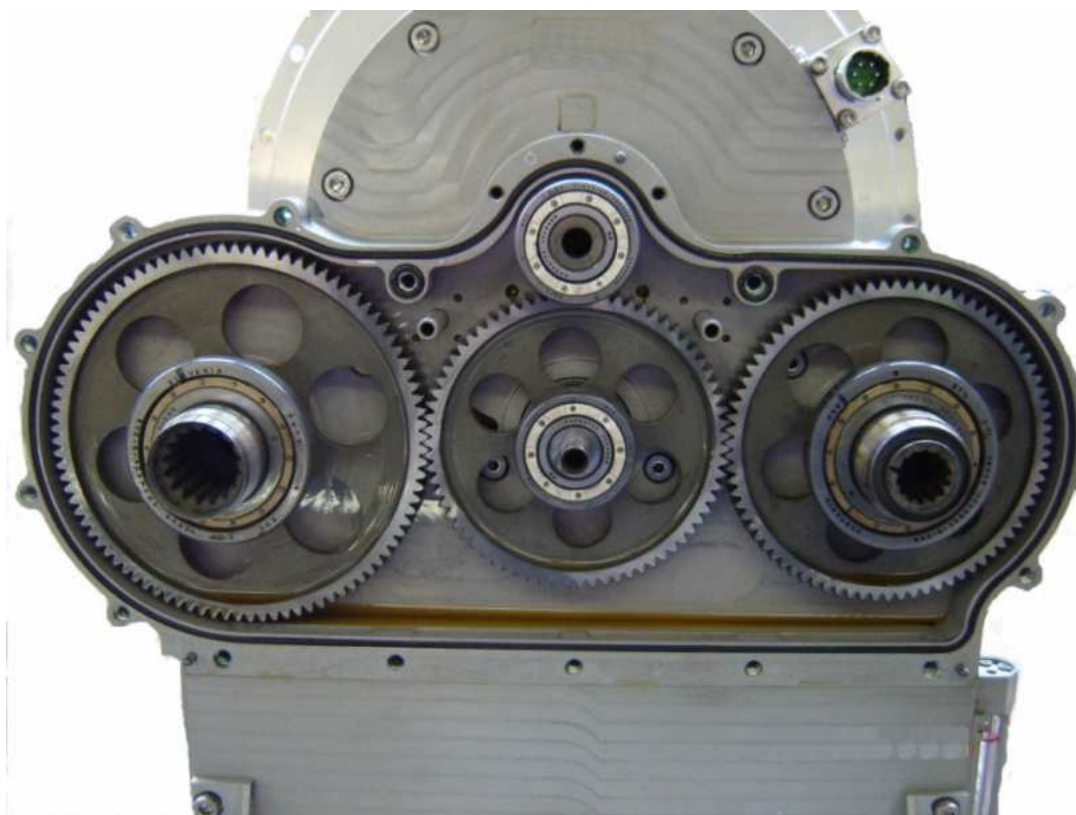
Obr. 1 Prototyp převodovky s turbomotorem (čelní pohled)



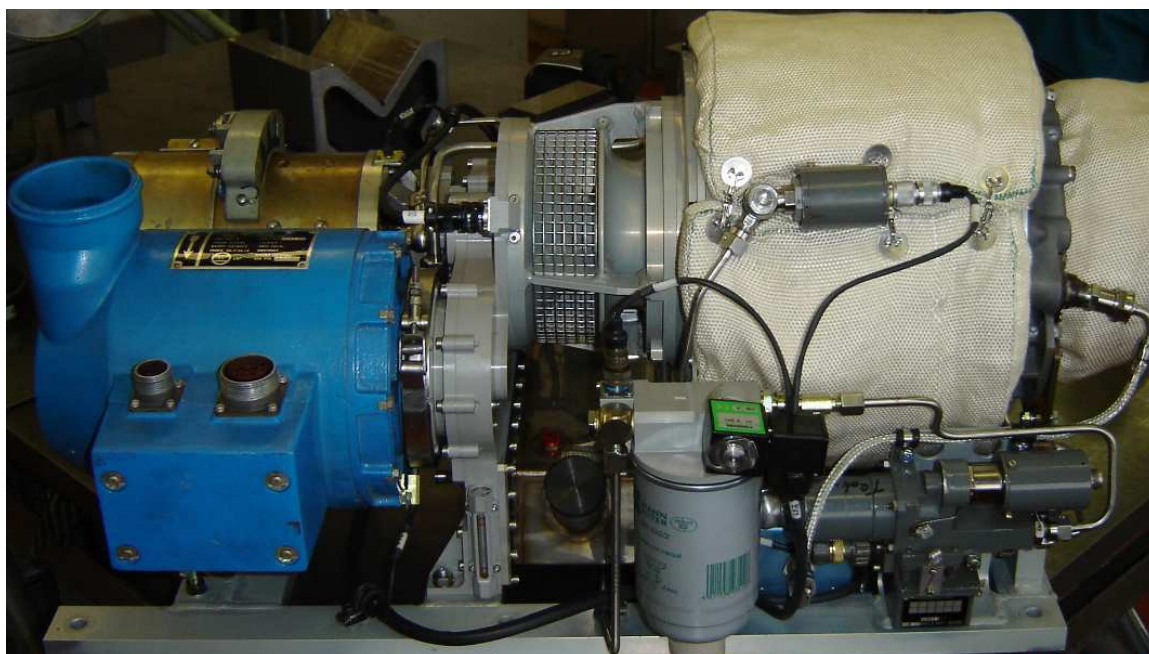
Obr. 2 Prototyp převodovky s turbomotorem (boční pohled)



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 3 Soukolí převodovky



Obr. 4 Turbogenerátor (turbomotor, převodovka, el. generátory)